



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA EL RECICLAJE DE FIBRA DE VIDRIO”**

**ANGEL DUVERLI GUANO GUANO
JOSÉ LUIS TIERRA CUNACHI**

TESIS DE GRADO

Prevía a la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR

2012

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Noviembre, 28 de 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ANGEL DUVERLI GUANO GUANO

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL RECICLAJE DE
FIBRA DE VIDRIO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Pablo Fierro F.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Mario Pastor R.
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

Noviembre, 28 de 2011

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

JOSÉ LUIS TIERRA CUNACHI

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA EL RECICLAJE DE
FIBRA DE VIDRIO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Pablo Fierro F.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Mario Pastor R.
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ANGEL DUVERLI GUANO GUANO

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA EL RECICLAJE DE FIBRA DE VIDRIO”

Fecha de Examinación: Noviembre, 28 de 2011.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Carlos Santillán M. (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Pablo Fierro F. (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Mario Pastor R. (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: JOSÉ LUIS TIERRA CUNACHI

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
PARA EL RECICLAJE DE FIBRA DE VIDRIO”

Fecha de Examinación: Noviembre, 28 de 2011.

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Carlos Santillán M. (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Pablo Fierro F. (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Mario Pastor R. (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos- científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Angel Duverli Guano Guano

f) José Luis Tierra Cunachi

DEDICATORIA

Quiero dedicarle este trabajo A Dios que me ha dado la vida y fortaleza para Terminar este proyecto de investigación A mis Padres por estar ahí cuando más los necesité; en especial a mi madre por su ayuda y constante cooperación.

¡Un día más un día menos...!

Angel Duverli Guano Guano

Dedico este trabajo a Dios, por brindarme la oportunidad de ser quien soy ahora. A la persona más importante de mi vida, mi Madre, a mis queridas hermanas, hermanos y amigos quienes me han apoyado en los todos los momentos de mi vida estudiantil, a todos ellos gracias.

José Luis Tierra Cunachi

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

La concepción de este proyecto está dedicada a mis padres, pilares fundamentales en mi vida. Sin ellos, jamás hubiese podido conseguir lo que hasta ahora. Su tenacidad y lucha insaciable han hecho de ellos el gran ejemplo a seguir y destacar, no solo para mí, sino para mis hermanos y familia en general. De igual manera un sincero agradecimiento al Ing. Ángel Cruz por su apoyo durante la construcción y a la empresa CEPOLFI por confiar en los estudiantes de ingeniería de la ESPOCH.

Por último a mi compañero de tesis porque en esta armonía grupal lo hemos logrado y a mi director y asesor de tesis quién nos ayudó en todo momento, Ing. Pablo Fierro F. e Ing. Mario Pastor R.

Angel Duverli Guano Guano

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Un sincero agradecimiento al Ing. Pablo Fierro F. e Ing. Mario Pastor R. docentes de la escuela de Ingeniería Mecánica por todo el apoyo brindado durante el desarrollo de la tesis, ya que sin su ayuda, la misma no hubiese sido posible.

De igual manera al Ing. Ángel Cruz por su colaboración durante la fase de construcción y a la empresa CEPOLFI por confiar en los estudiantes de ingeniería de la ESPOCH.

José Luis Tierra Cunachi

CONTENIDO

Pág.

1.	INTRODUCCIÓN	1
1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación	2
1.3	Objetivos	2
1.3.1	<i>Objetivo general.</i>	2
1.3.2	<i>Objetivos específicos.</i>	2
2.	POLÍMEROS Y MATERIALES COMPUESTOS	4
2.1	Polímeros	4
2.1.1	<i>Termoplásticos.</i>	4
2.1.2	<i>Plásticos termoestables.</i>	4
2.2	Propiedades de los plásticos termoestables	4
2.2.1	<i>Curado.</i>	4
2.2.2	<i>Poliésteres insaturados.</i>	5
2.3	Materiales compuestos.....	6
2.3.1	<i>Fabricación de fibras de vidrio.</i>	6
2.3.2	<i>Fibras para materiales compuestos de plásticos reforzados.</i>	6
2.3.3	<i>Fibras de refuerzo para materiales compuestos de matriz plástica.</i>	7
2.3.4	<i>Resinas de poliéster reforzado con fibra de vidrio.</i>	7
2.4	Proceso de molde abierto para autopartes.....	8
2.4.1	<i>Parámetros de diseño de moldes en forma general.</i>	10
2.5	Propiedades mecánicas de la lámina de fibra de vidrio	10
2.5.1	<i>Ensayo de tracción.</i>	11
2.5.2	<i>Ensayo de impacto Charpy</i>	11
2.5.3	<i>Ensayo de flexión</i>	11
2.6	Reciclaje de plásticos.....	12
2.6. 1	<i>Tipos de Reciclaje de plásticos.</i>	13
2.7	Efectos de la fibra de vidrio sobre la salud	14

3.	ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN.....	15
3.1	Principios de la trituración y la molienda	15
3.2	<i>Clasificación y elección de la maquinaria para el pulverizado</i>	<i>15</i>
3.2.1	<i>Trituradores bastos.....</i>	<i>16</i>
3.2.2.	<i>Trituradores intermedios.</i>	<i>17</i>
3.2.3	<i>Molinos finos.....</i>	<i>20</i>
3.3	Selección.....	23
3.3.1	<i>Selección Previa.:</i>	<i>24</i>
3.3.2	<i>Pruebas para la selección.....</i>	<i>24</i>
3.3.3	<i>Selección definitiva..</i>	<i>25</i>
3.4	Descripción de las máquinas.....	25
3.4.1	<i>Molino de martillos.....</i>	<i>25</i>
3.4.2	<i>Molino de bolas.</i>	<i>27</i>
3.4.3	<i>Llenado de bolas en los molinos</i>	<i>27</i>
3.4.4	<i>Cantidad de material.</i>	<i>28</i>
3.4.5	<i>Potencia exigida por los molinos.....</i>	<i>29</i>
3.4.6	<i>Dimensionamiento de motores para molinos..</i>	<i>29</i>
3.4.7	<i>Dimensiones óptimas del tubo de un molino.</i>	<i>29</i>
3.4.8	<i>Espesor de la chapa del tubo del molino.</i>	<i>30</i>
3.4.9	<i>Superficies de las placas de blindaje de los molinos.....</i>	<i>30</i>
4.	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS.....	32
4.1	Diseño del molino de martillos	32
4.1.1	<i>Cálculo de la potencia requerida.</i>	<i>32</i>
4.1.2	<i>Cálculo del grado de desmenuzamiento (i).</i>	<i>33</i>
4.1.3	<i>Cálculo del caudal que ingresa a la máquina (Q).....</i>	<i>35</i>
4.1.4	<i>Sistema de transmisión.</i>	<i>35</i>
4.1.5	<i>Diseño de ejes.</i>	<i>45</i>
4.1.6	<i>Selección de rodamientos.</i>	<i>59</i>
4.1.7	<i>Análisis de la chaveta y chavetero para las poleas.</i>	<i>65</i>
4.1.8	<i>Dimensionamiento del bastidor</i>	<i>70</i>
4.1.9	<i>Dimensionamiento de la tolva</i>	<i>72</i>
4.1.10	<i>Análisis estructural</i>	<i>73</i>
4.2	Diseño del molino de bolas.....	77

4.2.1	<i>Dimensionamiento del molino.</i>	78
4.2.2	<i>Selección del espesor de las placas del blindaje (eb).</i>	82
4.2.3	<i>Cálculo de la velocidad crítica de rotación (Vc).</i>	83
4.2.4	<i>Cálculo de la velocidad óptima de rotación (Vópt).</i>	84
4.2.5	<i>Cálculo de la potencia exigida por el molino.</i>	84
4.2.6	<i>Sistema de transmisión.</i>	85
4.2.7	<i>Cálculo de las tensiones en las bandas.</i>	91
4.2.8	<i>Diseño del eje.</i>	94
4.2.9	<i>Verificación del espesor del cilindro.</i>	101
4.2.10	<i>Selección de rodamientos.</i>	104
4.2.11	<i>Verificación de la chaveta y chavetero en la polea motriz.</i>	110
4.2.12	<i>Análisis de los pernos de la tapa tipo brida.</i>	112
4.2.13	<i>Análisis estructural.</i>	114
5.	CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE	118
5.1	<i>Construcción.</i>	118
5.1.1	<i>Máquinas herramientas y accesorios.</i>	118
5.1.2	<i>Descripción del proceso de construcción.</i>	118
5.1.3	<i>Operaciones tecnológicas de la construcción.</i>	119
5.1.4	<i>Cursograma sinóptico de la construcción.</i>	123
5.2	<i>Indicaciones básicas para el montaje.</i>	124
5.3	<i>Operaciones de montaje y tiempos de las partes.</i>	125
5.3.1	<i>Cursograma sinóptico del montaje.</i>	127
5.4	<i>Operación inicial de las máquinas.</i>	127
5.4.1	<i>Molino de martillos.</i>	127
5.4.2	<i>Molino de bolas.</i>	127
6.	PRUEBAS, MANTENIMIENTO Y COSTOS	129
6.1	<i>Pruebas.</i>	129
6.1.1	<i>Plan de pruebas.</i>	129
6.1.2	<i>Pruebas y resultados.</i>	129
6.1.3	<i>Granulometría por tamizado.</i>	133
6.1.4	<i>Análisis granulométrico.</i>	133
6.1.5	<i>Granulometría de las muestras obtenidas en el molino de bolas.</i>	137

6.1.6	<i>Cálculo del porcentaje retenido en cada tamiz</i>	139
6.1.7	<i>Obtención del tiempo adecuado de molienda.....</i>	140
6.1.8	<i>Análisis de resultados.</i>	143
6.2.	Mantenimiento	144
6.2.1	<i>Mantenimiento mecánico.</i>	144
6.3	Costos.....	145
6.3.1	<i>Costos directos.....</i>	145
6.3.2	<i>Costos indirectos.....</i>	147
6.4	Costos totales.	148
6.4.1	<i>Costos indirectos.....</i>	150
6.5	Costos totales.	150
6.6	Costo total de las máquinas	150
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	152
7.1	Conclusiones.....	152
7.2	Recomendaciones	152

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

BIBLIOGRAFÍA.

LINKOGRAFÍA.

ANEXOS.

PLANOS.

LISTA DE TABLAS

Pág.

1	Resultados del ensayo de tracción	11
2	Resultados del ensayo de impacto Charpy	11
3	Resultados del ensayo de flexión.....	12
4	Selección del dispositivo pulverizador.	23
5	Espesor de la chapa en función del diámetro del molino	30
6	Parámetros para el sistema de transmisión	36
7	Velocidades de molinos contruidos en MOLBAC.....	36
8	Designación y Composición del material usado para las ballestas.....	45
9	Tipos de cargas en los ejes secundarios.....	46
10	Cargas en los ejes secundarios.....	47
11	Cargas resultantes en el molino de martillos.	47
12	Cargas actuantes en el eje principal.....	53
13	Cargas resultantes en el eje principal.....	54
14	Valores para la selección del rodamiento.	59
15	Valores obtenidos desde el catálogo de SKF.....	60
16	Cargas de rotura.....	65
17	Valores de k y k_1 , en función de β	71
18	Desplazamientos en las juntas (nudos)	75
19	Desplazamientos en las juntas (nudos)	76
20	Peso total del molino.....	84
21	Datos para la selección	85
22	Parámetros para el sistema de transmisión	86
23	Datos para la selección.	87
24	Cargas en el molino	95
25	Reacciones en el cilindro	97
26	Cargas en el cilindro generadas por las bandas	101
27	Datos para la selección.	104
28	Valores obtenidos desde el catálogo de SKF.....	105
29	Cargas de rotura.	109
30	Desplazamientos en las juntas (nudos)	117
31	Equipos utilizados en la construcción.....	118

32	Partes de las máquinas	119
33	Partes de las máquinas	120
34	Montaje del molino de martillos	126
35	Montaje del molino de bolas.....	126
36	Valores de placa del motor	130
37	Valores obtenidos en las pruebas.....	131
38	Datos para diferentes porcentajes de los cuerpos moledores.....	131
39	Valores de placa del motor.	132
40	Valores obtenidos en las pruebas.....	132
41	Número y apertura de tamiz.....	135
42	Número de tamiz y peso retenido por tamiz	137
43	Número de tamiz y peso retenido por tamiz	137
44	Número de tamiz y peso retenido por tamiz	138
45	Número de tamiz y peso retenido por tamiz	138
46	Porcentaje retenido en cada tamiz.	139
47	Resultados.....	143
48	Problemas frecuentes y posibles soluciones	145
49	Costos materiales, accesorios mecánicos y eléctricos	146
50	Costos por maquinaria y equipos utilizados	146
51	Costos por mano de obra	147
52	Total costos directos	147
53	Total costos indirectos	147
54	Costos materiales, accesorios mecánicos y eléctricos	148
55	Costos materiales, accesorios mecánicos y eléctricos	149
56	Costos por mano de obra	149
57	Total costos directos	149
58	Costo por transporte.....	150
59	Total costos indirectos	150
60	Costo total de las máquinas	150
61	Costo de los cuerpos moledores para el 30% del molino	151

LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Artículos para autopartes	5
2	Proceso de manufactura de la fibra de vidrio	6
3	Mallas de fibra de vidrio.....	7
4	Matriz plástica para materiales compuestos	7
5	Proceso de gelación	8
6	Proceso de laminación	9
7	Proceso de unión manual usando una brocha	9
8	Proceso de unión manual usando un rodillo	9
9	Proceso para desmolde.....	10
10	Acumulación de la fibra de vidrio	12
11	Triturador de mandíbulas.....	16
12	Triturador de rodillos	17
13	Triturador de disco o cono	17
14	Molino de muelas verticales en seco	18
15	Desintegrador de jaula de ardilla	19
16	Molino de martillos.....	19
17	Molino de muelas de piedra.....	20
18	Molino de rodillos.....	20
19	Molino de rodillos.....	21
20	Molino de bolas	22
21	Molino ultrafino.....	22
22	Molino de martillos.....	25
23	Martillos para impacto para trituradores.....	26
24	Llenado de los cuerpos según Lewenson.....	28
25	Movimiento de los cuerpos moledores en los molinos de tubo	28
26	Placas de blindaje.....	31
27	Molino de martillos.....	32
28	Tamaño máximo del material de ingreso.....	33
29	Tamaño máximo a la salida de la máquina.....	34
30	Sistema de transmisión por bandas	35
31	Análisis de fuerzas generadas en las bandas.....	41

32	Fuerzas generadas en las bandas.....	44
33	Cargas sobre los ejes secundarios.....	45
34	Esfuerzos dinámicos en los ejes secundarios.....	46
35	Diagrama de cuerpo libre del eje secundario.....	46
36	Limitación de flecha y ángulo de inclinación.....	51
37	Cargas sobre el eje principal.....	53
38	Esfuerzos dinámicos del eje principal	54
39	Diagrama de cuerpo libre del eje principal.....	54
40	Dimensiones de la chaveta de la polea motriz.....	65
41	Representación de la chaveta de la polea conducida	68
42	Bastidor.....	70
43	Tolva.....	72
44	Dimensiones y cargas aplicadas en la estructura en kg y mm.....	73
45	Sistema de ejes coordenados (tomado de SAP2000).....	74
46	Análisis estructural en SAP2000	74
47	Análisis estructural en SAP2000	76
48	Molino de bolas	77
49	Dimensiones del cilindro.....	78
50	Dimensiones de la placa para una parada	79
51	Dimensiones óptimas de la placa.....	80
52	Dimensiones de la brida, dimensiones en mm.....	82
53	Placa de blindaje 1770x200x6	83
54	Transmisión especial.....	85
55	Análisis de fuerzas generadas en las bandas.....	91
56	Fuerzas generadas en las bandas.....	94
57	Condiciones de equilibrio del eje/tambor en el plano XY.....	95
58	Condiciones de equilibrio del eje/tambor en el plano YZ	95
59	Fluctuación de los esfuerzos del eje/tambor plano XY	96
60	Fluctuación de los esfuerzos del eje/tambor plano XZ.....	96
61	Fluctuación de los esfuerzos del eje/tambor plano YZ.....	96
62	Dimensiones de la chaveta de la polea motriz.....	111
63	Estado de tensiones del perno.....	113
64	Dimensiones y cargas aplicadas en la estructura en kg y mm.....	114
65	Análisis de la estructura con perfil UPN80.	115

66	Análisis de la estructura con perfil UPN 100.	115
67	Análisis estructural en SAP2000.	116
68	Cimentación	124
69	Pinza amperimétrica.	130
70	Balanza y pesas calibradas.....	134
71	Tamices y vibrador eléctrico.....	134
72	Calibración de la balanza para 100 gramos	135
73	Tamizado en forma manual	136
74	Pesado del material retenido.	136
75	Peso retenido vs tiempo	142

LISTA DE ABREVIACIONES

A.S.T.M	American Society for Testing Materials
C	Carbono
fs	Factor de esfuerzos estáticos
ISO	International Organization for Standardization
P	Fosforo
P.R.F.V	Plástico reforzado con fibra de vidrio
Si	Silicio
V _{ópt}	Velocidad óptima de rotación
Y _o	Factor axial

LISTA DE ANEXOS

A	Factor de carga C_2
B	Selección del tipo de banda
C	Longitud de la banda
D	Factor de corrección para el ángulo de contacto de las bandas C_1
E	Factor de desarrollo C_3
F	Potencia transmitida por banda P_N
G	Constante para la fuerza centrífuga k
H	elección del rodamiento
I	Valores de confiabilidad a_1
J	Viscosidad cinemática requerida γ_1
K	Viscosidad ISO
L	Viscosidad operativa γ
M	Factor a_{23}
N	Factor a_{SKF}
O	Factor de esfuerzos estáticos f_s
P	Factor de esfuerzos dinámicos f_L
Q	Factor de esfuerzos dinámicos f_n
R	Selección del tipo de cajera
S	Factor de carga C_2
T	Potencia transmitida por banda P_N
U	Factor de corrección para transmisiones especiales d_Z
V	Longitud de la banda
W	Factor de corrección para el arco de contacto de la banda C_1
X	Constante para la fuerza centrífuga K
Y	Selección del rodamiento
Z	Factor de confiabilidad para a_1
AA	Viscosidad cinemática requerida γ_1
AB	Clase ISO de viscosidad
AC	Viscosidad requerida γ
AD	Factor que considera la calidad de la lubricación a_{23}
AE	Factor a_{SKF}
AF	Factor de esfuerzos estáticos f_s

AG	Factor de esfuerzos dinámicos f_L
AH	Factor de esfuerzos dinámicos f_n
AI	Selección del soporte (cajera)
AJ	Comparación de varias escalas de dureza

RESUMEN

Se realizó el Diseño y Construcción de una máquina para el reciclaje de la fibra de vidrio, con el fin de proteger el medio ambiente y aprovechar los desperdicios de fibra de vidrio usada en la empresa CEPOLFI que construye partes de los buses de transporte público, ubicada en la ciudad de Ambato, se establecieron varias alternativas, de las cuales se seleccionaron dos máquinas que nos permitirán en forma secuencial pulverizar la fibra de vidrio la misma que nuevamente será aprovechada.

La primera máquina, permite realizar una molienda intermedia, esto es, desmenuzar grandes residuos, mediante el uso de un molino de martillos. La segunda máquina pulveriza el material resultante del primer proceso, mediante el uso de un molino de bolas, donde se obtiene una molienda fina, que es el producto adecuado para otros procesos.

Con el propósito de obtener información para el diseño de las máquinas, se procedió a realizar ensayos normalizados de tracción, impacto y flexión en 10 probetas de lámina de fibra de vidrio, determinando las propiedades mecánicas del compuesto de fibra de vidrio, los mismos que fueron tomados como parámetros de diseño.

Realizado el diseño, construcción y montaje, se desarrollaron las pruebas de granulometría observando que las partículas que atraviesan el tamiz N° 40 corresponden al 71.7% de producción que se obtiene en un tiempo de funcionamiento de 30 minutos del molino de bolas, siendo absolutamente satisfactorio para la empresa interesada.

Recomendamos que durante el proceso de molienda se utilicen todos los elementos de protección propuestos internacionalmente en el manejo de la fibra de vidrio.

ABSTRACT

A design and construction of a machine to recycle glassfiber was carried out, in order to protect the environment and make use of waste fiberglass in CEPOLFI, enterprise, that builds parts for buses for public transportation, located in Ambato; several alternatives were established, and two machines were selected to sequentially spray the fiberglass to be exploited again.

The first machine, allows an intermediate grinding, that is, large shredding waste, by using a hammer mill. The second machine pulverized material resulting from the first process, by using a mill of balls, where a fine grind is obtained, getting the suitable product for further processing.

To obtain information for the design of machines, normalized tensile tests, impact and flexural test pieces of sheet 10 of glass fiber, were carried out to determinate the mechanical properties of glass fiber, and taken as design parameters.

Carried out the design, construction and assembly, test of grain size particles were developed, seeing that some of them pass through the sieve No. 40 corresponding to 71,7% yield obtained in an operating time of 30 minutes in the mill of balls, which is quite satisfactory for the company concerned.

It is recommend that during the grinding process, all protective elements internationally proposed have to use in the fiberglass handle.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

Desde el desarrollo de los materiales poliméricos y compuestos, estos han sido utilizados para muchas aplicaciones industriales, desde brindar comodidad a los seres humanos, hasta el de proteger su integridad física.

Muchos materiales de ingeniería han sido probados y desarrollados para poder reemplazar al acero al carbono y al acero inoxidable, este último por su costo elevado. Entre estos, aparecen los plásticos reforzados, especialmente en la industria aeronáutica, automovilístico, electrónico y en industrias donde se manipulan productos químicos corrosivos, es decir en la industria química.

La industria de plásticos reforzados con fibra de vidrio (PRFV), es conocida comercialmente como productos de fibra de vidrio. Este tipo de industrias empezó a tener demandas comerciales en 1975, dedicadas a la fabricación de auto partes y partes náuticas (carrocería de ensamblaje, veleros, etc).

En la industria, su uso ha ido aumentando significativamente, debido a sus excelentes propiedades físicas, pesos ligeros, baja resistencia, buena rigidez, y su bajo costo.

CEPOLFI C.A es una empresa líder en la elaboración de productos con fibra de vidrio y poliuretano para el sector carrocerero del país, como son los asientos de los buses de transporte público y el recubrimiento en partes de las carrocerías con masilla, producida a partir de los sobrantes de la fibra de vidrio, lo cual hace necesario el reciclaje de la misma, por medio de la construcción de dos máquinas, hasta que el producto tenga una granulometría aceptable por parte de la empresa [1].

Cabe mencionar que existen referencias limitadas para la construcción de este tipo de maquinaria [2], pero se conoce que la compañía ZENITH en Shanghai es una de las pioneras en este tipo de máquinas, teniendo a su haber la trituradora de mandíbulas,

trituradora de impacto, trituradora de tipo choque de eje vertical, trituradora de cono, trituradora de cono Symons y la trituradora de martillo.

1.2 Justificación

En esta tesis se desarrollará un proceso que permita reciclar los sobrantes de fibra de vidrio, debido a que la acumulación de los mismos es un problema para la empresa, ya que no existe una forma para el reciclaje de este material.

La fibra de vidrio afecta a la salud del hombre, la calidad de vida o el funcionamiento natural del medio ambiente por efecto de su incineración y otras fuentes, lo cual hace necesario el reciclaje de estos residuos sólidos, disminuyendo así la contaminación ambiental.

Una justificación económica para la construcción de la maquinaria es su alto costo de importación, por tanto, el producto obtenido será económico en comparación con el producto que la empresa usa como masilla (yeso).

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Construir una máquina o máquinas que permitan realizar el reciclaje de fibra de vidrio.

1.3.2 Objetivos específicos

- Determinar mediante pruebas y ensayos las propiedades mecánicas de la fibra de vidrio.
- Analizar y seleccionar la maquinaria más favorable para el reciclaje de la fibra de vidrio.
- Diseñar y construir la maquinaria seleccionada de acuerdo a la cantidad de sobrante de fibra de vidrio.
- Realizar el montaje y pruebas de la maquinaria.
- Obtener partículas de tamaño requerido por la empresa y caracterizarlos de acuerdo con la Norma A.S.T.M D422.

- Reducción de la contaminación y daño ambiental.
- Controlar las operaciones con una mínima intervención humana.
- Optimizar las condiciones de trabajo del personal, suprimiendo los trabajos peligrosos e incrementando la seguridad industrial.
- Simplificar el mantenimiento de forma que el operario no requiera grandes conocimientos para la manipulación de la maquinaria.

CAPÍTULO II

1. POLÍMEROS Y MATERIALES COMPUESTOS

2.1 Polímeros

La palabra polímero literalmente significa “muchos monómeros”, y en la industria los más importantes son los plásticos y elastómeros.

Los plásticos pueden dividirse en dos clases: termoplásticos y termoestables.

2.1.1 Termoplásticos. Necesitan calor para poder deformarlos y después de enfriarse mantienen la forma a la que fueron moldeados. Pueden calentarse y volver a moldearlos varias veces.

2.1.2 Plásticos termoestables. El calor es necesario para que estos materiales mantengan permanentemente la forma. No pueden ser refundidos y remoldados en otra forma, ya que se degradan al ser calentados a temperaturas demasiado altas, por tal motivo no pueden ser reciclados [3].

2.2 Propiedades de los plásticos termoestables

2.2.1 Curado. Se presenta cuando un material ha cambiado de propiedades físicas (de líquido a sólido) por medio de una reacción química. Las piezas curadas hechas de plásticos termoestables pueden ablandarse por el calor.

Las ventajas de los plásticos termoestables son:

1. Alta estabilidad térmica.
2. Alta rigidez.
3. Alta estabilidad dimensional.
4. Resistencia a la fluencia y a la deformación bajo carga.
5. Bajo peso.
6. Buenas propiedades como aislante eléctrico y térmico.

La resistencia a la tensión de la mayoría de los plásticos termoestables está entre 4000 y 15000 psi (28 a 103 MPa). Sin embargo, con gran cantidad de relleno de fibras de vidrio, la resistencia a la tensión puede aumentar hasta 30000 psi (207 Mpa) [4].

2.2.2 Poliésteres insaturados. En combinación con fibras de vidrio, los poliésteres forman materiales compuestos reforzados de gran resistencia, se utilizan para hacer paneles de los automóviles y piezas de la carrocería, tubos, tanques y conductos donde se requiere buena resistencia a la corrosión [3].

A continuación se detallan las características del poliéster insaturado Anderpol 836 usado por la empresa CEPOLFI C.A, que junto con la fibra de vidrio, formará un plástico reforzado con fibra de vidrio (PRFV).

Campos de aplicación. Los laminados fabricados con Anderpol 836 tienen muy buena resistencia al agua y excelentes propiedades mecánicas, haciéndola apropiada para fabricar artículos de construcción como tanques de bajo volumen, bañeras y autopartes.

El curado debe realizarse a temperaturas superiores a 15°C, que es la temperatura mínima de la reacción.

Figura 1. Artículos para autopartes



Fuente: Autores

Manipulación y almacenamiento. La resina ANDERPOL 836 está clasificada como “líquido inflamable” por tener un punto de inflamación de 31°C, por tanto debe mantenerse alejado de llamas abiertas [1].

2.3 Materiales compuestos

Un material compuesto es un sistema de materiales constituidos por una mezcla o combinación de dos o más constituyentes que difieren de forma y composición química y que son esencialmente insolubles entre sí.

2.3.1 *Fabricación de fibras de vidrio.* Las fibras de vidrio se producen estirando monofilamentos provenientes de un horno que contiene vidrio fundido y reuniendo un gran número de estos filamentos para formar un cordón de fibras de vidrio o mallas.

Figura 2. Proceso de manufactura de la fibra de vidrio



Fuente: <http://html.rincondelvago.com/000201118.jpg>

Las mallas combinadas están hechas con mechas tejidas, químicamente unidas a las mallas de cordones cortados, como se indica en la figura 3.

2.3.2 *Fibras para materiales compuestos de plásticos reforzados.* Se emplean fundamentalmente tres tipos de fibras sintéticas como materiales de refuerzo: el vidrio, la aramida y el carbono. El vidrio es, con mucho, la fibra más utilizada, siendo además la de menor costo.

Figura 3. Mallas de fibra de vidrio.



Fuente: Autores

2.3.3 *Fibras de refuerzo para materiales compuestos de matriz plástica.* Dos de las más importantes resinas plásticas utilizadas como matriz para la fabricación de plásticos reforzados con fibra son resinas de poliéster insaturado y epoxy. Las aplicaciones de estos materiales incluyen su empleo en cascos de barcos, paneles de construcción y paneles estructurales de automóviles, aeronaves y otros accesorios [1].

2.3.4 *Resinas de poliéster reforzado con fibra de vidrio.* La resistencia de los plásticos reforzados con fibra de vidrio está relacionada principalmente con el contenido de fibra de vidrio y la disposición de las fibras. Cualquier desviación del alineamiento unidireccional del vidrio conduce a una reducción de la resistencia mecánica del material compuesto reforzado con dicha fibra [4].

Figura 4. Matriz plástica para materiales compuestos



Fuente: Autores

2.4 Proceso de molde abierto para autopartes

Para fabricar una pieza mediante este proceso se usa gel coat (aditivo especial que da color), fibras de vidrio, resina (Anderpol 836) las mismas que se aplica, sobre el molde.

A continuación se describen los pasos para la elaboración de las autopartes:

a. *Primer paso.* Aplicación del gel coat.

- El Gel Coat se aplica sobre el molde en varias pasadas.
- La mayoría de los proveedores del material recomiendan 2 ó 3 pasadas, como mínimo para lograr el espesor deseado.
- El molde está listo para la siguiente operación en 2 ó 3 horas.
- Se rocía el gel coat sobre el molde con un espesor de 0,38 a 0,63 mm.
- El gel coat tiene un tiempo de gelificación de 30 a 45 minutos.

Figura 5. Proceso de gelación



Fuente: Autores

b. *Segundo paso.* Laminación

- Es necesario laminar la pieza con fibra de vidrio y resina poliéster para darle resistencia estructural.
- La fibra de vidrio se puede colocar apilada en capas o cortada.
- El molde está listo para la siguiente operación en 4 ó 5 horas, luego de su respectiva catalización de la resina.

Figura 6. Proceso de laminación



Fuente: Autores

La resina se aplica mediante vertido, brocha o spray, se usan rodillos para mejorar el refuerzo con la resina y eliminar el aire atrapado.

Figura 7. Proceso de unión manual usando una brocha



Fuente: Autores

Figura 8. Proceso de unión manual usando un rodillo



Fuente: Autores

- c. *Desmolde.* Luego de la catalización respectiva de la resina, se procede a desmoldar cuidadosamente la pieza de su molde [1].

Figura 9. Proceso para desmolde



Fuente: Autores

2.4.1 *Parámetros de diseño de moldes en forma general.* Casi todos los perfiles pueden ser diseñados con los siguientes parámetros:

- Máxima longitud 12 m debido al transporte.
- Espesor de pared de por lo menos 1,5 mm, normalmente de 3 a 3,5 mm y como máximo 60 mm.
- Colores básicamente acordes con pigmentación homogénea solo es posible a una extensión limitada.
- Se pueden fabricar perfiles de cualquier geometría.
- Se requieren radios de curvatura de entre 0,5 y 2 mm [1].

2.5 Propiedades mecánicas de la lámina de fibra de vidrio

A continuación se muestran los resultados promedios para 10 muestras de los ensayos realizados en el laboratorio de resistencia de materiales de la facultad de mecánica en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

2.5.1 Ensayo de tracción

MATERIAL: Lámina de fibra de vidrio

TIPO DE MATERIAL: 3 capas 450-D

INDUSTRIA: CEPOLFI C.A

NORMA UTILIZADA: ASTM D 638-03

Tabla 1. Resultados del ensayo de tracción

CARACTERÍSTICA (Lámina)	3,68
Espesor [mm]	11,04
Anchura [mm]	40,84
Sección transversal [mm²]	6159
Módulo de elasticidad [MPa]	53,94
Límite de proporcionalidad [MPa]	2377,58
Carga de fluencia [MPa]	59,26
Esfuerzo de fluencia [MPa]	3039,96
Carga máxima [N]	74,73
Esfuerzo máximo [MPa]	2,74
Porcentaje de elongación [%]	3,68

2.5.2 Ensayo de impacto Charpy

MATERIAL: Lámina de fibra de vidrio

TIPO DE MATERIAL: 3 capas 450-D

INDUSTRIA: CEPOLFI C.A

NORMA UTILIZADA: ASTM D 256-93^a

Tabla 2. Resultados del ensayo de impacto Charpy

CARACTERÍSTICA (entalle en V) (Probeta)	
Longitud de la probeta [mm]	127
Espesor [mm]	3,7
Ancho [mm]	12,69
Profundidad del entalle [mm]	2,59
Sección transversal (zona entalle) [cm²]	0,37
Lectura energía absorbida [J]	1,93
Resistencia al impacto [J/cm²]	5,19

2.5.3 Ensayo de flexión

MATERIAL: Lámina de fibra de vidrio

TIPO DE MATERIAL: 3 capas 450-D

INDUSTRIA: CEPOLFI C.A

NORMA UTILIZADA: NTE INEN 2 047:96
LONGITUD ENTRE APOYOS [mm]: 100

Tabla 3. Resultados del ensayo de flexión

CARACTERÍSTICA (Lámina)	
Espesor [mm]	3,42
Anchura [mm]	26,09
Sección transversal [mm ²]	89,15
Módulo aparente de elasticidad [MPa]	4763,01
Carga de rotura [N]	243,04
Esfuerzo en la rotura [MPa]	116,37
Flecha en la rotura [mm]	18,30

2.6 Reciclaje de plásticos

Es la actividad que supone la recuperación o reutilización de los materiales en forma de energía o de material reutilizable, a partir de productos de desecho. La acumulación de residuos sólidos es un problema importante en la sociedad actual; problema que crece en importancia en razón a la disminución de espacios libres para vertederos y fuertes presiones ecológicas. [5].

Figura 10. Acumulación de la fibra de vidrio



Fuente: Autores

Debido al elevado volumen de residuos plásticos generados, uno de los objetivos prioritarios, hoy en día, es evitar, o bien, reducir los residuos que estos materiales generan.

2.6.1 Tipos de Reciclaje de plásticos. El reciclaje se puede clasificar en tres grandes grupos:

a. *Reciclaje químico.* Las cadenas moleculares se reducen hasta obtener los monómeros iniciales que pueden servir de materia prima. Este tipo de reciclado, hoy prácticamente es inexistente, debido a su elevado costo.

b. *Reciclaje de recuperación energética.* En este tipo de reciclaje el residuo plástico se emplea como combustible. Dado que los plásticos son materiales provenientes del petróleo, su valor energético es similar al de éste.

c. *Reciclaje mecánico.* El reciclaje mecánico es el más difundido, si se selecciona correctamente el plástico por el tipo de polímero, su reutilización es sencilla y económica, se distinguen dos grupos dentro de este tipo de reciclaje, i) reciclaje primario y ii) secundario.

Reciclaje primario. Se trituran los residuos plásticos procedentes del proceso de fabricación de un producto y posteriormente se mezclan con plásticos vírgenes. Se trata de un proceso barato y rentable, dado que el residuo es homogéneo y se encuentra poco contaminado.

Reciclaje secundario. El residuo plástico procede de una pieza ya utilizada, con lo cual el material es más heterogéneo y contaminado.

La vida de un plástico no es infinita, por mucho que se alargue la existencia mediante el reciclado su destino final es la incineración o el relleno sanitario. En el sector del automóvil, el reciclaje de los plásticos sigue siendo estudiado, por lo que se han establecido una serie de normas básicas tales como:

- Los materiales procedentes de vehículos usados han de reciclarse tan rápidamente como sea posible.
- La industria y los comerciantes han de adquirir los medios necesarios para dismantelar los vehículos viejos y dar salida a los residuos no reutilizables.
- Los nuevos productos se debe diseñar con vistas a su reciclado [5].

2.7 Efectos de la fibra de vidrio sobre la salud

Algunos de los efectos que produce la fibra de vidrio sobre la salud son:

- Irritación de la piel, los ojos, la nariz y la garganta.
- La exposición a altos niveles de fibra de vidrio en el aire pueden agravar el asma o la bronquitis.

Los que tiene más probabilidad de estar expuestos a la fibra de vidrio son los trabajadores de las siguientes industrias:

- Construcción y mantenimiento de edificios (especialmente aquellos que trabajan con aislamiento).
- Fabricación de fibra de vidrio.
- Carrocería de automóviles.

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS Y SELECCIÓN

3.1 Principios de la trituración y la molienda

Los términos trituración y molienda normalmente están asociados con el significado de subdividir en mayor o menor cuantía. Se dispone de una gran variedad de máquinas que se diferencian en detalles de diseño y aplicación o que pueden reunir ventajas y características de acuerdo al producto a obtener.

La falta de normalización se debe a la variedad de los productos a moler, a las calidades exigidas en los productos, a la cantidad limitada de datos teóricos útiles sobre la molienda, y debido a las propiedades de los materiales. En ocasiones es necesario máquinas que permitan obtener resultados satisfactorios [6].

3.2 Clasificación y elección de la maquinaria para el pulverizado de la fibra de vidrio.

Es difícil hacer una clasificación rígida de la maquinaria de trituración, pero si podemos considerar, la división de trituradores bastos, intermedios y molinos finos.

- *Trituradores bastos*. Son aquellos que pueden tomar, como alimentación, masas tan grandes como se desee.
- *Trituradores intermedios*. Son aquellos que no pueden tomar masas grandes como alimentación y no producen un producto que pasa por el tamiz de 200 mallas.
- *Molinos finos*. Son aquellos que pueden dar un producto que pase por el tamiz de 200 mallas.

Los diferentes dispositivos pueden clasificarse en los siguientes tipos:

I. Trituradores bastos

- a) trituradores de mandíbulas (quebrantadores).

II. Intermedios

- a) de rodillos.
- b) de disco.
- c) de muelas verticales.
- d) desintegradores.
- e) de martillos.

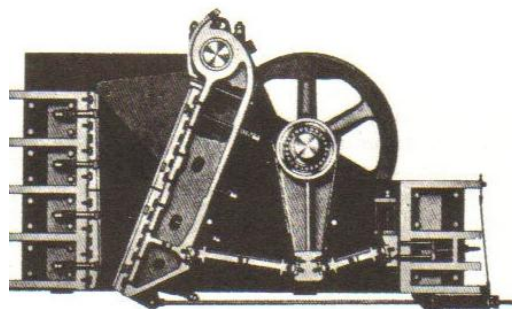
III. Molinos finos.

- a) de piedras de molino.
- b) de rodillos.
- c) centrífugos (Raymond).
- d) de bolas y de tubo.
- e) molinos ultrafino.

3.2.1 Trituradores bastos. Se utilizan normalmente cuando el material que se alimenta es del orden de 5 cm en diámetro o lados o mayores.

a. *Trituradores (quebrantadores) de mandíbulas.* Estas máquinas se utilizan ampliamente en la industria del cemento y la mayoría de las veces se usa como triturador preliminar. El desmenuzamiento del material de alimentación se produce entre dos mandíbulas una fija y otra móvil, la última se mueve mediante un mecanismo de palancas acodadas [7].

Figura 11. Triturador de mandíbulas

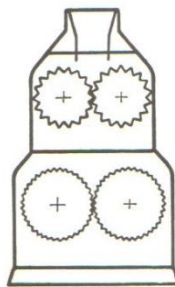


Fuente: Duda, manual tecnológico del cemento, 1977

3.2.2. Trituradores intermedios

a. *Triturador de rodillos*. En la industria del cemento, se emplea a menudo este tipo de triturador para la trituración del carbón necesario para la calefacción de los secaderos de tambor. El desmenuzamiento se obtiene situando el material entre dos cilindros rotatorios y por la presión que estos ejercen lo trituran, el tamaño del grano final depende de la distancia entre ambos cilindros [8].

Figura 12. Triturador de rodillos

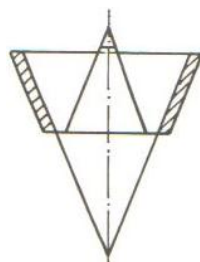


Fuente: Czernin, Cement Chemistry and Physics

b. *Triturador de disco o cono*. Se emplean en la industria del cemento como desmenuzadores previos, estos ofrecen de dos a tres veces los caudales correspondientes a trituradores de mandíbulas.

Desmenuzan el material entre un anillo de trituración estacionario cónico y otro cono triturador que realiza un movimiento circular alrededor de un eje vertical. La trituración se realiza por presión y parcialmente por fricción, en general lo mismo que en el triturador de mandíbulas [9].

Figura 13. Triturador de disco o cono

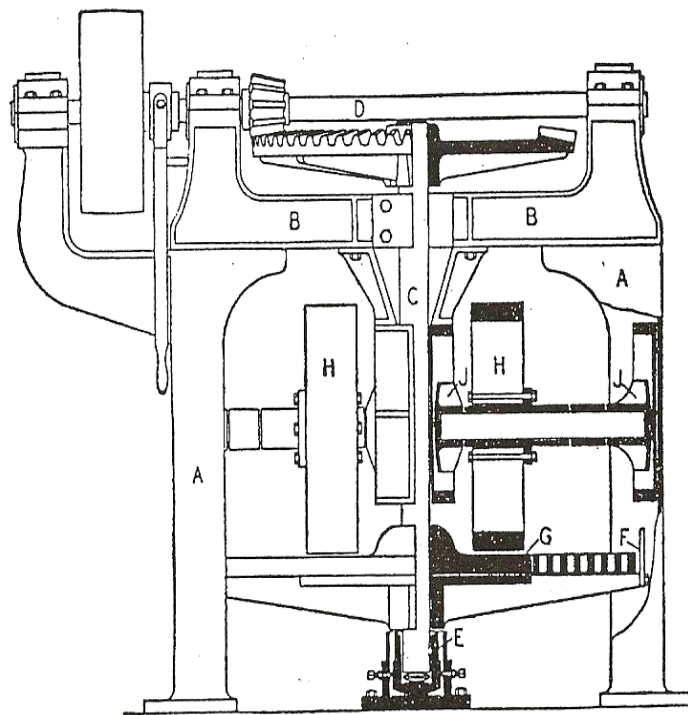


Fuente: Schauer, multifunctional roller mill processes cement raw material, 1972

c. *Molinos de muelas*. Esta máquina era muy utilizada en la industria arcillera, pero poco en las demás. Este dispositivo se utilizó ampliamente y está fuera de uso actualmente, pero varios de los dispositivos más utilizados se han desarrollado a partir de él.

Consistía en una plataforma circular formada por piedras ásperas y un poste en el centro de ellas. Unos brazos horizontales salen de este poste, a los que van unidas unas pesadas piedras por medio de unas cadenas [8].

Figura 14. Molino de muelas verticales en seco

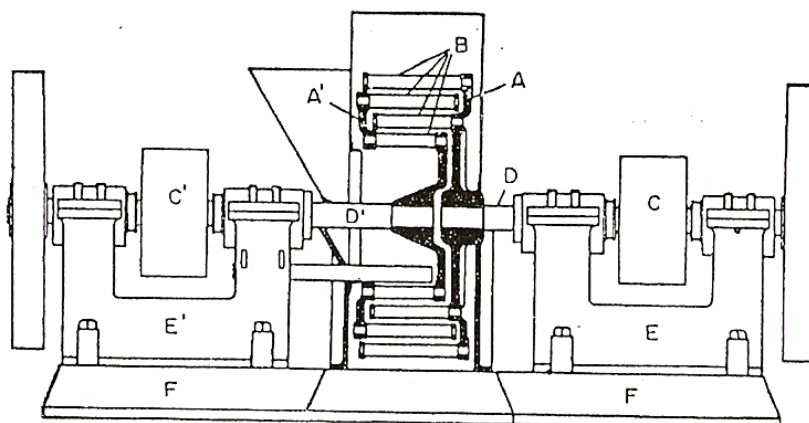


Fuente: Czernin, cement chemistry and physics

d. *Desintegrador de jaula de ardilla*. Se denomina desintegrador, debido a que es apto para desintegrar materiales fibrosos que no sean muy duros. Se utiliza principalmente en la industria de fertilizantes.

La fuerza centrífuga impartida por el rápido giro de las jaulas lanza al material de una jaula a otro, y lo subdivide casi completamente por el impacto con las barras de tal manera que es desgarrado o desintegrado antes de alcanzar las carcassas [9].

Figura 15. Desintegrador de jaula de ardilla

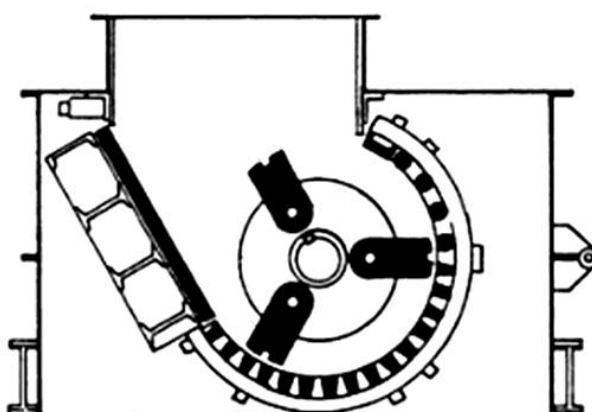


Fuente: Czernin, cement chemistry and physics

e. *Molino de martillos*. Operan más por impacto que por presión. El eje se hace girar a alta velocidad y la fuerza centrífuga hace que los martillos salgan hacia fuera de los platos, se usan martillos de diferentes pesos y tamices de diferentes secciones.

El material frágil, es golpeado por impacto contra los platos rompedores o contra las barras, se rompe y cae a través del tamiz [7].

Figura 16. Molino de martillos



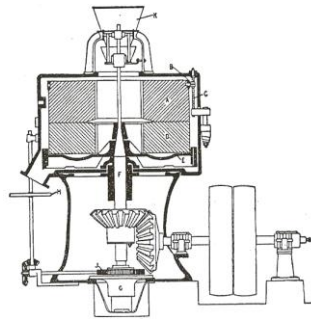
Fuente: Duda, manual tecnológico del cemento, 1977

En molinos de martillos para una molienda fina la velocidad periférica de los extremos de los martillos puede llegar hasta 22 000 pies/min (112 m/s) [17].

3.2.3 Molinos finos

a. *Molino de piedra.* El molino de muelas de piedras es probablemente el tipo de molino más antiguo que aún permanece en uso. Los molinos de muelas se distinguen como de movimiento inferior o superior, no por la situación del mecanismo de movimiento, sino por el movimiento de la muela superior o inferior. El uso de los molinos de muelas de piedra para moler granos está disminuyendo rápidamente, siendo reemplazado por los molinos de rodillos, más modernos.

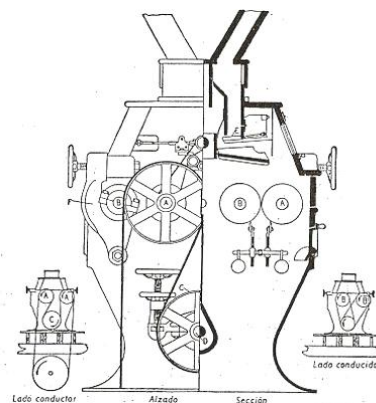
Figura 17. Molino de muelas de piedra



Fuente: Czernin, cement chemistry and physics

b. *Molinos de rodillos.* Se utiliza para la molienda de granos en la fabricación de harina. Este molino tiene una acción cortante en lugar de una acción de trituración o de fricción, puede utilizarse cuando el material ha de reducirse a un tamaño moderadamente fino [8].

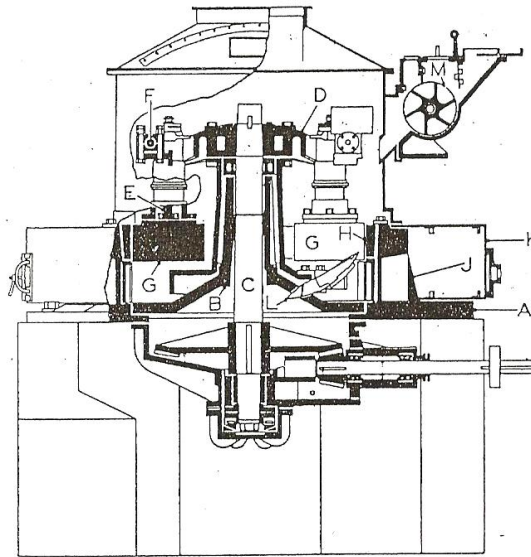
Figura 18. Molino de rodillos



Fuente: Czernin, cement chemistry and physics

c. *Molinos centrífugos*. La molienda se hace por una o más muelas rotativas que ejercen una presión sobre el material y lo trituran total o parcialmente por molienda fina, el Raymond combina en una sola unidad una máquina de moler y un separador de aire. Las cabezas muelen por acción de laminado en lugar de acción de frotamiento.

Figura 19. Molino de rodillos



Fuente: Czernin, Cement Chemistry and Physics

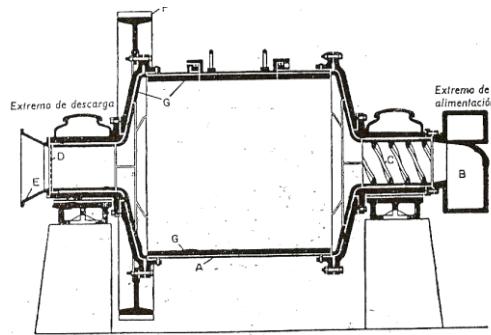
d. *Molino de bolas y de tubos*. La distinción entre estos dos tipos es únicamente por la relación entre la longitud y el diámetro. El molino de bolas tiene una longitud igual al diámetro, mientras que el molino de tubo tiene una longitud de aproximadamente dos diámetros o mayor, consisten en un cilindro horizontal que contiene bolas de porcelana.

La alimentación se introduce por un extremo y el impacto de las bolas sobre el material produce una final pulverización del mismo.

- *Molino de bolas*. Está formado por un cilindro horizontal. El tamiz de descarga es un tamiz de mallas grandes que tiene por objeto retener las bolas, para no tamizar las partículas que no han sido molidas al tamaño deseado. Si el molino gira a mayor velocidad, será mayor el consumo de potencia, pero la finura, para una capacidad dada, aumenta. También, cuánto más pequeñas sean las bolas, mayor será la finura del producto.

Finalmente, cuanto más rápida sea la alimentación del molino más rápida será la descarga que llega al otro extremo y el producto será más grueso. Pueden trabajar tanto en húmedo como en seco [6].

Figura 20. Molino de bolas



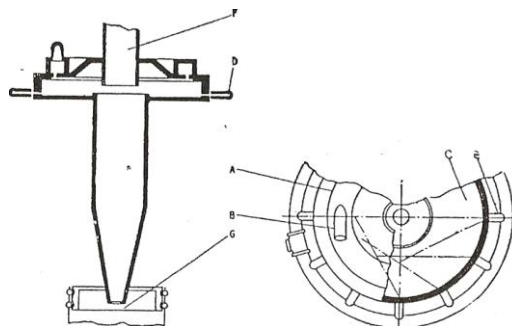
Fuente: Czernin, cement chemistry and physics

- *Molino de tubo.* Operan de la misma forma que un molino de bolas, diferenciándose en que su longitud es mucho mayor. Se cargan con guijarros de pedernal en lugar de bolas metálicas y el tamaño medio de las bolas es menor que en los molinos de estas.

Produce un producto más fino, se emplea mucho en la molienda de rocas duras y Clinker de cemento Portland, trabaja a pequeñas velocidades.

e. Molinos ultrafinos. Se obtiene hasta un tamaño de 5 micrones o menos. Puede tratar grandes toneladas. La molienda se efectúa por impactos a alta velocidad, y esta alta velocidad se obtiene por chorros de fluido [8].

Figura 21. Molino ultrafino



Fuente: Czernin, cement chemistry and physics

3.3 Selección

Una guía para la elección de la maquinaria a emplear es la consideración del tamaño y la dureza del material que se quiere pulverizar, como se indica en la tabla 4.

Tabla 4. Selección del dispositivo pulverizador.

TIPO DE MOLINO	MECANISMO	TAMANO DE PARTICULA (μm)	MATERIALES ADECUADOS	MATERIALES NO ADECUADOS
Martillo	Impacto +Roce	40 (P. fina)	Quebradizos Nada o poco abrasivos	Fibrosos Adhesivos Bajo punto de Fusión
Cuchillas	Corte	100 (Intermedia – gruesa)	Fibrosos	Duros Abrasivos
Rodillos	Compresión	7 – 5 (Intermedia)	Blandos	Abrasivos Fibrosos
Bolas	Impacto +Roce	10 (Fina)	Moderadamente duros Abrasivos	Fibrosos Blandos
Micronizadores	Roce + Impacto	0.2 (Ultrafina)	Moderadamente duros Friables	Fibrosos Adhesivos

Fuente: McCabe, operaciones unitarias en ingeniería química, 1991

Para la selección del dispositivo de pulverizador se tendrán en cuenta los siguientes parámetros:

1. Forma de las partículas, (relacionada con el mecanismo).
2. Formación de finos a que da origen.
3. Cantidad de masa a tratar.
4. Coste del proceso y del mantenimiento.

5. Características del material.

- Dureza
- Elasticidad
- Humedad

3.3.1 Selección Previa. El material a reciclar tiene las siguientes características; fibroso, quebradizo, duro, por estas razones se realiza una selección previa con las siguientes máquinas para realizar el proceso de reciclaje:

1. Molino de martillos
2. Molino de cuchillas
3. Molino de bolas

Debido a que la fibra de vidrio es un material relativamente nuevo, no se dispone de la información necesaria acerca del tamaño de la partícula luego de atravesar estos tipos de molinos, lo que nos lleva a realizar pruebas en los molinos mencionados anteriormente, hasta obtener un resultado satisfactorio. Cabe mencionar que en nuestro medio se disponen de estos tres molinos para poder realizar dichas pruebas.

3.3.2 Pruebas para la selección. Se utilizó el siguiente procedimiento, el mismo que detalla a continuación.

- a. Se usó el molino de cuchillas, con el cual se obtuvieron tamaños intermedios, las mismas que posteriormente fueron ingresados a un molino de bolas de laboratorio.
- b. En el molino de bolas de laboratorio, luego de 1, 2 y 3 horas de funcionamiento se observó que el material ingresado no redujo su tamaño en forma notable o casi nada.
- c. Luego de usó el molino de martillos, con el cual se obtuvieron resultados casi finos.
- d. El material que salió del molino de martillos fue ingresado al mismo molino de bolas de laboratorio, luego de una hora de funcionamiento, se obtuvo el tamaño

de partícula fino, cabe mencionar que el tamaño de partícula depende del tiempo de molienda.

Estos ensayos se realizaron en la empresa la Italica ubicada en el parque industrial de la ciudad de Riobamba.

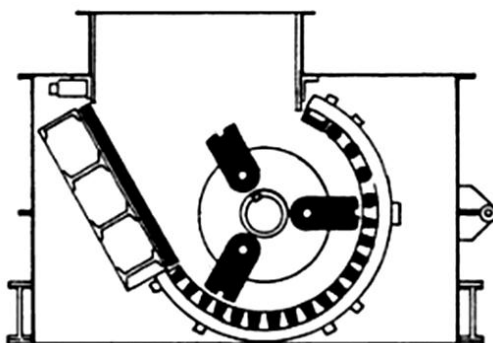
3.3.3 Selección definitiva. Las pruebas anteriores, nos indican que el resultado más satisfactorio para nuestro proceso de reciclaje es la construcción de dos molinos, 1) molino de martillos (primera etapa de molienda donde se reduce los tamaños), y 2) un molino de bolas (segunda etapa de molienda donde se obtienen tamaños finos).

3.4 Descripción de las máquinas

3.4.1 Molino de martillos. Los trituradores o molinos de martillos aprovechan la alta velocidad de rotación contra las materiales para romperlos, entre más rápida sea la fuerza de aplicación más rápido ocurre la fractura produciendo partículas que se fracturan rápidamente.

Los trituradores o molinos de martillos están ampliamente extendidos en la industria del cemento, trabajan con un grado de desmenuzamiento de 1:40 y, según los materiales, hasta 1:60. En los trituradores de martillos se reducen al mínimo la masa del martillo y para elevar su fuerza de impacto se eleva la velocidad tanto como sea posible, con lo que disminuye simultáneamente el desgaste. En la figura siguiente se representa el esquema de un triturador de un solo eje [7].

Figura 22. Molino de martillos



Fuente: Duda, manual tecnológico del cemento, 1977

Los martillos son intercambiables y para grandes tamaños del triturador pesan de 70 a 100 kg. La composición química de los aceros con que se construyen los martillos es aproximadamente [7].

C = 1.0 – 1.4%

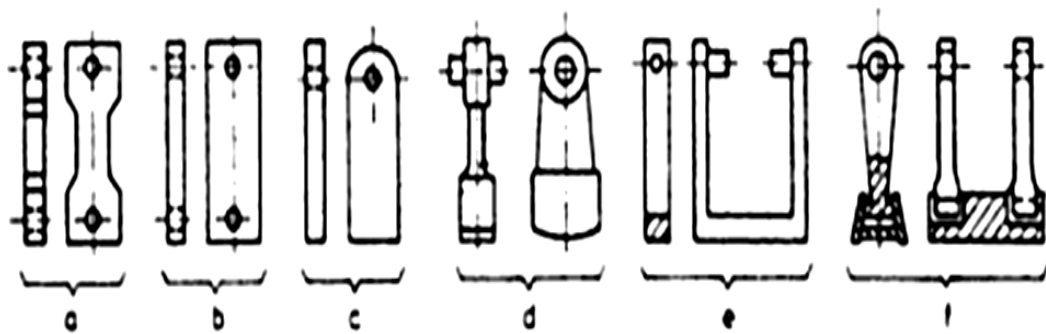
Si = 0.4 – 1.0%

Mn = 12.0 – 14.0%

P = 0.06%

La velocidad de los martillos en rotación varía entre 25-50 m/seg. En la figura siguiente, se representa seis variedades de martillos de percusión para trituradores.

Figura 23. Martillos para impacto para trituradores



Fuente: Duda, manual tecnológico del cemento, 1977

La velocidad de rotación, varía según el tamaño de los trituradores, va entre 250-400rev/min. Los trituradores de rotor requieren una energía que va aproximadamente, de 1 hasta 2 kWh/t [6].

Para determinar la potencia requerida para el accionamiento de la máquina, se usará la siguiente expresión [7].

$$N = (0.1 \text{ a } 0.15) \cdot i \cdot Q \quad (1)$$

Donde:

N= Potencia del motor en [kW]

i= Grado de desmenuzamiento, [adimensional]

Q=Caudal de ingreso al triturador en [ton/hora]

3.4.2 Molino de bolas. Debido al giro de cilindro la molienda se realiza por choque y rozamiento entre los cuerpos moledores, las paredes blindadas del molino y el material.

La eficiencia del molino depende de las siguientes magnitudes [7].

- a. Velocidad de rotación óptima correspondiente al diámetro del molino.
- b. Cantidad y tipo de los cuerpos moledores.
- c. Tamaño del recinto de molienda.

• *Velocidad crítica de rotación (V_c).* Es aquella donde la fuerza centrífuga anula la influencia de la gravedad que opera sobre las bolas; en esta situación las bolas no caen sobre la superficie y, por tanto, no prestan ningún servicio de molienda.

Para determinar la velocidad crítica se emplea la siguiente ecuación [7].

$$V_c = \frac{42,2}{\sqrt{D}} \quad (2)$$

Donde: V_c = es la velocidad crítica de rotación [rpm]
 D = diámetro interior libre de molino, en [m]

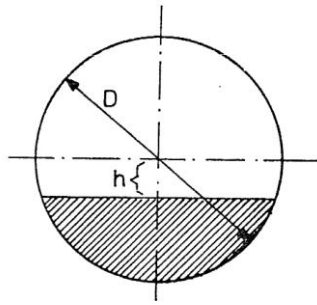
3.4.3 Llenado de bolas en los molinos. Según L.B. Lewenson, [7] el llenado óptimo de los molinos debe ser tal que:

$$h = 0,16 D \quad (3)$$

Donde: h = altura de llenado en [m]
 D = diámetro interno del molino en [m]

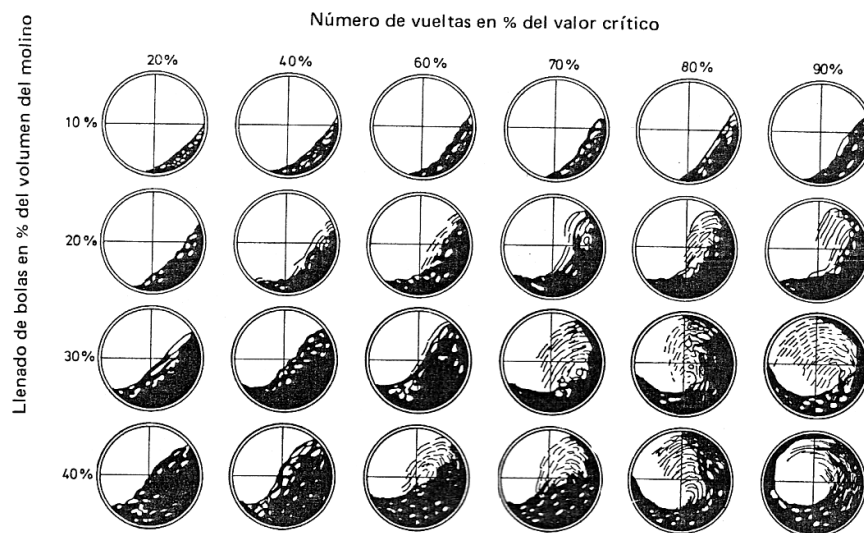
El grado de llenado de los molinos varía entre el 25% y el 45%. En la figura 25, se muestra el movimiento de los cuerpos moledores en los molinos de bolas para distintas velocidades y diferentes grados de llenado.

Figura 24. Llenado de los cuerpos según Lewenson



Fuente: Duda, manual tecnológico del cemento, 1977

Figura 25. Movimiento de los cuerpos moleadores en los molinos de tubo



Fuente: Duda, manual tecnológico del cemento, 1977

3.4.4 Cantidad de material. Teóricamente el uso más eficiente de los cuerpos moleadores se hace cuando todos los huecos están llenos con el material a moler, y las bolas están justamente cubiertas con él. Los espacios huecos ascienden generalmente al 40% del volumen de las bolas.

Con arreglo a la experiencia de los autores, cuando se muele material plástico para una pasta cerámica son preferibles cantidades ligeramente inferiores a estas, esto es, aproximadamente un 20% en volumen con 55% de guijarros o cuerpos moleadores.

3.4.5 Potencia exigida por los molinos. Para un molino de bolas con el grado de llenado correcto y velocidad de rotación óptima, se puede determinar la potencia exigida mediante la fórmula empírica [7].

$$P = 12,5 G \quad (4)$$

Donde: P = Potencia necesaria, en [CV]
 G = carga de cuerpo moledores, en [ton]

3.4.6 Dimensionamiento de motores para molinos. Se debe contar con una reserva de potencia de 15-20% para la selección del motor según el tipo disponible. El molino exige de 5-10% de la potencia, puesto que para distintos grados de llenado de bolas cada tonelada eleva el requerimiento de potencia [7].

3.4.7 Dimensiones óptimas del tubo de un molino. Solamente son óptimas las dimensiones del tubo de un molino cuando, para un caudal dado, tiene el peso mínimo. Bernutat [7] ha establecido una ecuación para lograr este requerimiento, para molinos de una cámara la relación es:

$$\frac{L \text{ (longitud)}}{D \text{ (diámetro)}} = 1,5 \quad (5)$$

Sin embargo, para conseguir el dimensionamiento óptimo de los molinos, hay que relacionar la longitud y el diámetro con consideración y exigencias técnicas acerca de la molienda. De éstas hay dos de carácter básico [7].

1. Si se mantiene constante la longitud del molino, la ampliación del diámetro da lugar a las siguientes características:

- a) mayor rendimiento energético.
- b) menor espacio construido, por unidad de capacidad.
- c) menor cantidad de partículas muy finas en el producto.
- d) mayor cantidad ocasional de granos gruesos en el producto.
- e) menor desgaste metálico por tonelada de producto molido.

2. Si se mantiene constante el diámetro del molino, y se alarga el tubo, entonces se origina:

- a) menor coste de inversión por Hp instalado.
- b) menor cantidad ocasional de granos sobredimensionados.
- c) más granos finos en el producto molido.
- d) menor rendimiento energético.
- e) la posibilidad de dividir el molino en varias cámaras.

3.4.8 *Espesor de la chapa del tubo del molino.* El espesor de la chapa de acero del tubo del molino va, aproximadamente, desde 1/100 hasta el 1/75 del diámetro del molino, según el diámetro y la longitud del tubo de aquel, como se muestra en la tabla siguiente [7].

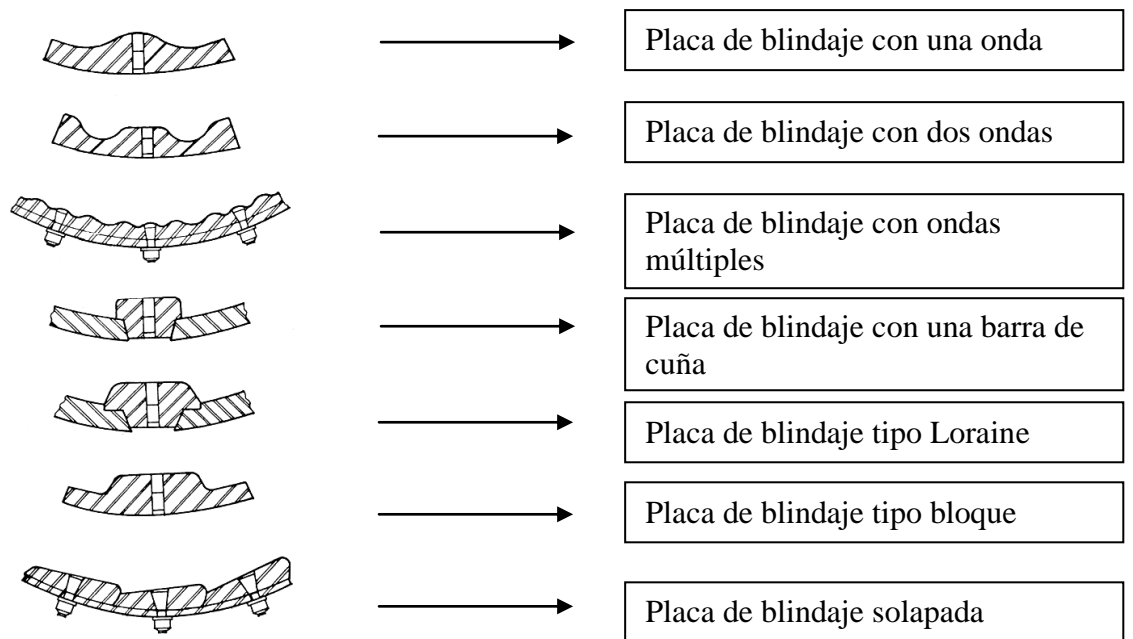
Tabla 5. Espesor de la chapa en función del diámetro del molino

Diámetro del tambor del molino	Espesor de la chapa
Hasta 1.6 m	18 mm
de 1.6 a 2.0 m	20 mm
de 2.0 a 2.2 m	25.5 mm
de 2.2 a 2.4 m	28 mm
de 2.5 a 3.5 m	38 mm
de 3.5 a 4.50 m	52 mm
De 4.25 a 4.50 m	58 mm
5.0 m	63,5 mm

Fuente: Duda, manual tecnológico del cemento, 1977

3.4.9 *Superficies de las placas de blindaje de los molinos.* La forma más frecuente de desgaste de las placas de blindaje es la formación de ranuras, para contrarrestar este fenómeno se han desarrollado diferentes formas superficiales de las placas de blindaje [7]. La finalidad de estas superficies es ayudar a generar las trayectorias de los cuerpos molidores, ya que la velocidad de rotación del molino es difícil de modificar.

Figura 26. Placas de blindaje



Fuente: Duda, manual tecnológico del cemento, 1977

El espesor de las placas de blindaje depende del diámetro del molino, así como del tamaño de los cuerpos molidores y varía, en general entre 30 hasta 63 mm, para diámetros superiores a 2.5 m, las placas suelen tener forma rectangular [7].

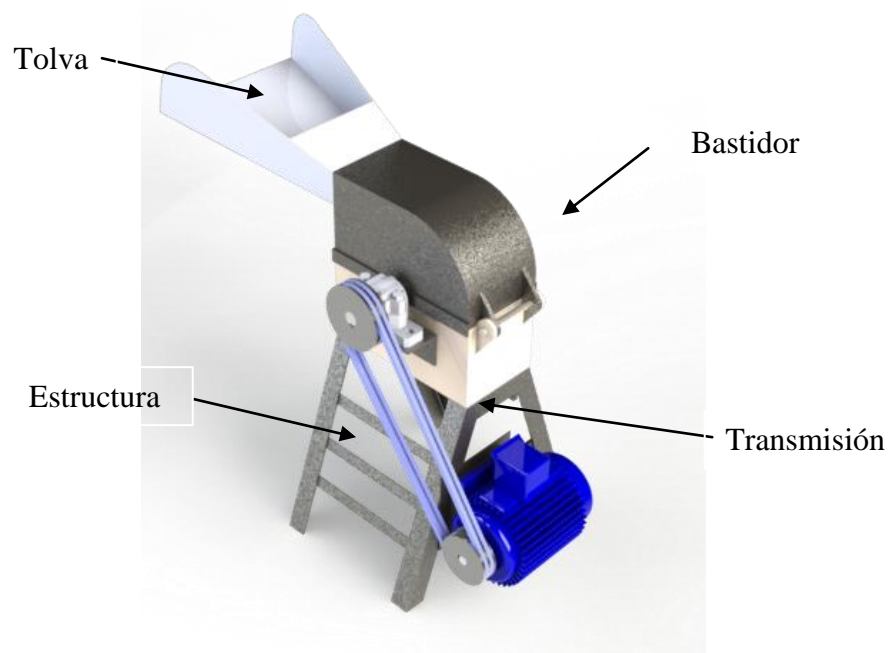
CAPÍTULO IV

4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS

4.1 Diseño del molino de martillos

En el capítulo anterior se definió que, para poder realizar el proceso de reciclaje de fibra de vidrio es necesaria la construcción de dos máquinas, por tal motivo se iniciará con el diseño del molino de martillos que consiste en la primera etapa de dicho proceso.

Figura 27. Molino de martillos



4.1.1 Cálculo de la potencia requerida. Para determinar la potencia requerida para el accionamiento de la máquina, se usará la siguiente expresión [7].

$$N = (0.1 \text{ a } 0.15) \cdot i \cdot Q \quad (6)$$

Donde:

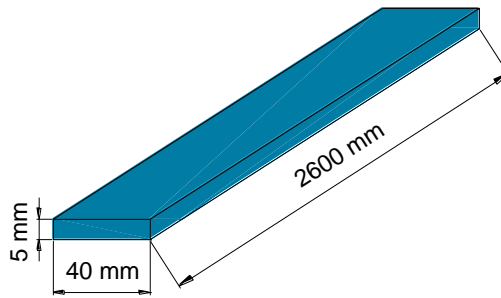
- N= Potencia del motor en [kW]
- i= Grado de desmenuzamiento, [adimensional]
- Q=Caudal de ingreso al triturador en [ton/hora]

4.1.2 Cálculo del grado de desmenuzamiento (i). El grado de desmenuzamiento es una relación adimensional, entre un diámetro máximo a la entrada y un máximo a la salida, se usará la siguiente expresión [7].

$$i = \frac{D_{\text{máx entrada}}}{d_{\text{máx salida}}} \quad (7)$$

Para determinar el diámetro máximo a la entrada, primero se calcula el volumen de un trozo de fibra de vidrio cuya dimensión máxima es:

Figura 28. Tamaño máximo del material de ingreso



Se procede a calcular el volumen de dicho cuerpo, obteniendo:

$$V_{\text{entrada}} = a.b.c \quad (8)$$

$$V_{\text{entrada}} = a.b.c = (5\text{ mm})(40\text{ mm})(2600\text{ mm}) = 520000\text{ mm}^3$$

El valor del volumen anterior se debe igualar al volumen de una esfera, a través del cual se calcula el diámetro máximo a la entrada, obteniendo:

$$V_{\text{entrada}} = \frac{4}{3} \pi R^3 \quad (9)$$

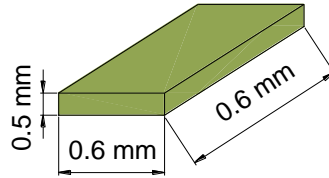
$$\frac{4}{3} \pi R^3 = 520000\text{ mm}^3$$

$$R = 49.88\text{ mm}$$

$$D_{\text{máx}} = 99.76\text{ mm}$$

Para determinar el diámetro máximo a la salida, primero se calcula el volumen de un trozo de fibra de vidrio luego de pasar por el molino de martillos cuyas dimensiones son:

Figura 29. Tamaño máximo a la salida de la máquina



Se procede a calcular el volumen de dicho cuerpo, obteniendo:

$$V_{salida} = x \cdot y \cdot z \quad (10)$$

$$V_{salida} = (0.5 \text{ mm})(0.6 \text{ mm})(0.6 \text{ mm}) = 0.18 \text{ mm}^3$$

El valor del volumen anterior se debe igualar al volumen de una esfera, a través del cual se calcula del diámetro máximo a la salida, obteniendo:

$$V_{salida} = \frac{4}{3} \pi r^3 \quad (11)$$

$$\frac{4}{3} \pi r^3 = 0.18 \text{ mm}^3$$

$$r = 0.35 \text{ mm}$$

$$d_{\text{máx}} = 0.7 \text{ mm}$$

Una vez encontrado los valores de los diámetros máximos tanto a la entrada como a la salida, se procede a evaluar el grado de desmenuzamiento:

$$i = \frac{D_{\text{máx entrada}}}{d_{\text{máx salida}}} = \frac{99.76 \text{ mm}}{0.7 \text{ mm}} = 142.51 \quad (12)$$

4.1.3 Cálculo del caudal que ingresa a la máquina (Q). Este parámetro hace referencia a un flujo másico que ingresa a la máquina, para su cálculo, se parte de la cantidad de material que se quiere procesar, el mismo que para nuestro caso es de 30kg o también 0.033 toneladas.

De los ensayos realizados, se determinó que los 30 kg ingresan en un tiempo de 10min, es decir, en 0.166 horas, por tanto, el caudal de ingreso es:

$$Q = \frac{\text{masa}}{\text{tiempo}} \quad (13)$$

$$Q = \frac{0.033 \text{ ton}}{0.166 \text{ hor}} = 0.198 \frac{\text{ton}}{\text{hr}}$$

Se ha procedido a determinar el valor, tanto del grado de desmenuzamiento como del caudal que ingresa a la máquina, entonces, se puede determinar la potencia necesaria:

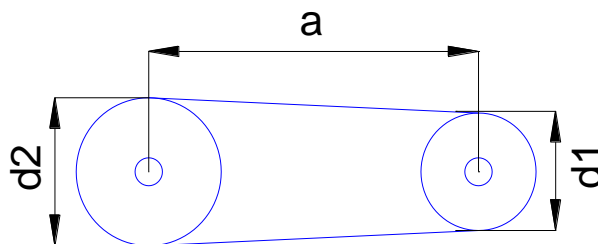
$$N = 0.15 \cdot i \cdot Q \quad (14)$$

$$N = 0.15 \cdot (142.51) \left(0.198 \frac{\text{ton}}{\text{hora}} \right) = 4.23 \text{ kW} = 5.6 \text{ Hp}$$

Comercialmente no existe un motor de 5.6 Hp, por lo que se toma el de potencia superior que es de 7.5Hp, y esta es la potencia que necesita la máquina para funcionar correctamente.

4.1.4 Sistema de transmisión

Figura 30. Sistema de transmisión por bandas



Para determinar los componentes de la transmisión se tienen los siguientes datos:

Tabla 6. Parámetros para el sistema de transmisión

Potencia nominal P	7.5 Hp (5.59 kW)
Velocidad de rotación (entrada) n_1	3500 rpm (de placa)
Velocidad de rotación (salida) n_2	2800 rpm
Diámetro de la polea conductora d_1	150 mm (asumido)

- *Velocidad de rotación de (salida)*. La velocidad máxima que pueden alcanzar los molinos de martillos (112m/s) [17].

Adicionalmente se tomó en cuenta los datos de las velocidades de los molinos fabricados en MOLBAC ubicada en la ciudad de Ambato como se indica a continuación.

Tabla 7. Velocidades de molinos construidos en MOLBAC

Potencia hp	Velocidad de rotación n_1 (rpm)	Velocidad de rotación n_2 (rpm)
7.5	3840	3072
	3500	2800
	3600	2880

De la tabla anterior se observa que molinos similares se fabrican con éxito usando velocidades entre 2800 y 3100 rpm.

Esto nos indica que puede seleccionarse 2800 rpm como velocidad de rotación para nuestro proyecto.

- *Cálculo de la relación de transmisión (i)*. La relación de transmisión se define como el cociente entre la velocidad de rotación de entrada a la de salida o también entre el diámetro de la polea conducida para el diámetro de la polea conductora:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (15)$$

Donde: n_1 = velocidad de rotación de entrada [rpm]
 n_2 = velocidad de rotación de salida [rpm]
 d_1 = diámetro de la polea conductora [mm]
 d_2 = diámetro de la polea conducida [mm]

$$i = \frac{3500 \text{ rpm}}{2800 \text{ rpm}}$$

$$i = 1.25$$

• **Cálculo del diámetro de la polea conducida (d_2)**

De lo mencionado anteriormente, se tiene:

$$d_2 = i \cdot d_1 \quad (16)$$

Reemplazando los valores en la ecuación anterior, se tiene:

$$d_2 = 1.25 (150 \text{ mm})$$

$$d_2 = 187.5 \text{ mm}$$

• **Cálculo del factor de carga (C_2)**

Conocido también como factor de servicio, se lo encuentra tabulado, (ver anexo A), entonces:

$$C_2 = 1.1$$

• **Cálculo de la potencia de diseño (P_B)**

La potencia de diseño se calcula mediante la expresión:

$$P_B = C_2 \cdot P \quad (17)$$

Donde: P_B = potencia de diseño [kW]
 P = potencia de trabajo [kW]
 C_2 = factor de carga

Reemplazando los valores en la expresión anterior, se tiene:

$$P_B = 1.1 (7.5 \text{ Hp})$$

$$P_B = 1.1 (5.59 \text{ kW})$$

$$P_B = 6.15 \text{ kW}$$

- **Selección del tipo de banda.**

Conocidos los valores de la potencia de diseño P_B y la velocidad de rotación de la polea conductora n_1 , se selecciona la banda de perfil trapecial tipo A, (ver anexo B).

- **Cálculo aproximado de la distancia entre centros (a).**

Para el cálculo de la distancia entre centros se tiene un valor mínimo y un máximo, los cuales están expresados por medio de las siguientes expresiones [11].

$$a_{\min} > 0.7 (d_2 + d_1) \quad (18)$$

$$a_{\max} < 2 (d_2 + d_1) \quad (19)$$

- **Distancia mínima:**

$$a_{\min} > 0.7 (187.5 + 150) \rightarrow a_{\min} > 236.25 \text{ mm}$$

- **Distancia máxima:**

$$a_{\max} < 2 (187.5 + 150) \rightarrow a_{\max} < 675 \text{ mm}$$

La distancia aproximada entre centros es: $a = 675 \text{ mm}$

- **Cálculo aproximado de la longitud de la banda (Lc)**

Para determinar la longitud aproximada de la banda se usa la siguiente expresión:

$$L_c = 2a + 1.57(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (20)$$

Donde: a= distancia aproximada entre centros [mm]

$$L_c = 2(675) + 1.57(187.5 + 150) + \frac{(187.5 - 150)^2}{4(675)}$$

$$L_c = 1880.4 \text{ mm}$$

- **Selección de la longitud real de la banda (L*), (ver anexo C).**

$$L^* = 1840 \text{ mm}$$

- **Cálculo de la distancia real entre centros (a*)**

Para determinar la distancia real entre centros se usa la siguiente expresión:

$$a^* = a - \left(\frac{L_c - L^*}{2} \right) \quad (21)$$

Donde: a= distancia aproximada entre centros [mm]

Lc= longitud aproximada de la banda [mm]

L*=longitud seleccionada de la banda [mm]

Reemplazamos los valores en la ecuación anterior, para obtener:

$$a^* = 675 - \left(\frac{1880.4 - 1840}{2} \right)$$

$$a^* = 654.8 \text{ mm}$$

- **Cálculo del número de bandas (Z)**

Para determinar el número de bandas se usa la siguiente expresión:

$$Z = \frac{P \cdot C_2}{P_N \cdot C_1 \cdot C_3} \quad (22)$$

Donde: P= potencia de trabajo [kW]
C₁= factor de corrección para el arco de contacto de la banda
C₂= factor de carga
C₃= factor de desarrollo (considera la flexión de la banda).
P_N= potencia transmitida por cada banda [kW]

Para determinar el factor C₁ se usa la siguiente relación [11], con la cual se va a tablas:

$$\varepsilon = \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (23)$$

Donde los términos ya han sido definidos anteriormente (ver anexo D), entonces:
 $\varepsilon = 0.051$

$$C_1 = 1$$
$$\beta = 177^\circ$$

Para determinar el valor de C₃ vamos con el valor de L*=1840 mm a tablas (ver anexo E):

$$C_3 = 0.95$$

- **Cálculo de la potencia transmitida por cada banda P_N:**

$$P_N = P_r + P_a \quad (24)$$

Donde: P_r= potencia por banda [kW]
P_a=potencia adicional por banda [kW]

Para determinar estos valores recurrimos a tablas, (ver anexo F), obteniendo:

$$\begin{aligned}P_r &= 4 \text{ [kW]} \\P_a &= 0.31 \text{ [kW]} \\P_N &= 4 + 0.31 \\P_N &= 4.31 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

Conociendo los valores, se procede a determinar el número de bandas:

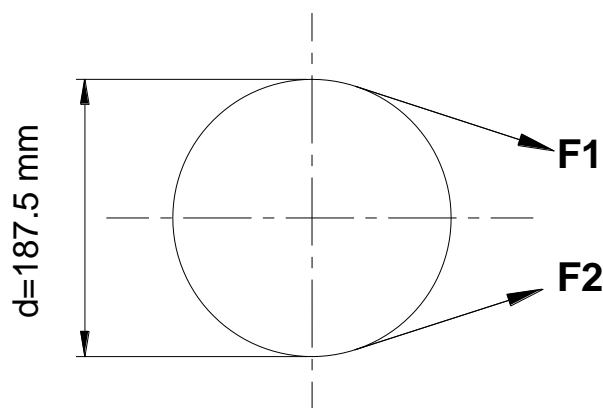
$$\begin{aligned}Z &= \frac{(5.59 \text{ kW})(1.1)}{(4.31 \text{ kW})(1)(0.95)} = 1.503 \\Z &= 2 \text{ bandas}\end{aligned}$$

Por tanto, para realizar la transmisión de potencia, se necesitan 2 bandas tipo A 71 A1840 (ver anexo C).

- **Cálculo de las tensiones en las bandas.**

Se procederá a determinar las fuerzas que se generan en las bandas, las mismas que se usarán posteriormente en el diseño del eje principal.

Figura 31. Análisis de fuerzas generadas en las bandas



Debe tenerse presente que en una polea siempre existe un lado tenso F_1 y un lado flojo F_2 dependiendo del sentido de movimiento de la polea conductora.

Para determinar las fuerzas anteriores se empieza hallando primero el valor de la fuerza resultante de las bandas, la misma que esta expresada mediante la expresión siguiente:

$$T_R = Z \cdot T \quad (25)$$

Donde: T_R = fuerza resultante de las bandas [N]
 Z = número de bandas
 T =fuerza resultante individual [N]

Para determinar el valor de T usamos la siguiente expresión [11].

$$T = \frac{500 (2.02 - C_1) \cdot P_B}{C_1 \cdot Z \cdot v} + k \cdot v^2 \quad (26)$$

Donde: C_1 = factor de corrección para el arco de contacto de la banda
 P_B = potencia de diseño [kW]
 Z =número de bandas
 v =velocidad lineal de la banda [m/seg]
 k = constante para el cálculo de la fuerza centrífuga

• **Cálculo de la velocidad lineal de la banda:**

$$v = \frac{d_2 \cdot n_2}{19100} \quad [m/seg] \quad (27)$$

$$v = \frac{(187.5 \text{ mm}) \cdot (2800 \text{ rpm})}{19100} = 27.40 \text{ m/seg}$$

Para el correcto funcionamiento de la banda, la velocidad máxima de la misma no debe exceder de 42 m/seg [8]. El valor de $k=0.12$ (ver anexo G).

Conocidos los demás parámetros, se halla el valor de T:

$$T = \frac{500 (2.02 - 1) \cdot (6.15 \text{ kW})}{(1) (2) (27.48 \text{ m/seg})} + 0.12 (27.48 \text{ m/seg})^2$$

$$T = 147.7 [N] \quad ; \quad T = 15.07 [kg]$$

El valor de la fuerza resultante entre el lado tenso y flojo de las bandas es:

$$T_R = 2 \cdot (15.07 \text{ kg})$$

$$T_R = 30.14 \text{ kg}$$

Adicionalmente, la fuerza resultante calculada en la parte anterior, debe relacionar al lado tenso y al lado flojo de la transmisión, a través de la relación siguiente:

$$T_R = F_1 - F_2 \quad (28)$$

Por otro lado, el lado tenso y el lado flojo se relacionan mediante la expresión:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \beta} \quad (29)$$

Donde: f = factor de contacto entre la banda y la polea
 β = ángulo de contacto entre la banda y la polea

- **Cálculo del factor de contacto (f):**

$$f = 0.22 + 0.0212 v \quad (30)$$

Donde: v = velocidad lineal de la banda [m/seg]

El valor de la velocidad de la banda fue determinado anteriormente, por tanto, se calcula el valor de f .

$$f = 0.22 + 0.0212 (27.48)$$

$$f = 0.8$$

El valor de β debe ser transformado a radianes, entonces:

$$\beta = 177^\circ = 3.08 \text{ rad}$$

Calculados los valores de f y β , reemplazamos en la ec. (29):

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(0.8) \cdot (3.08)} = 11.75$$

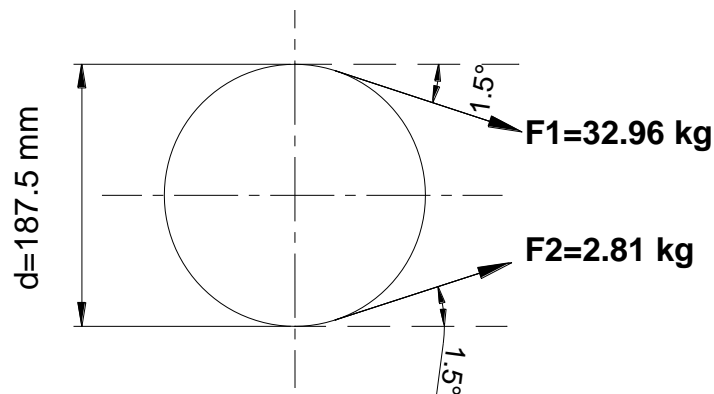
Expresamos la fuerza F_1 en función de F_2 , y la reemplazamos en la ec. (28), obteniendo los valores respectivos:

$$F_1 = 32.96 \text{ kg}$$

$$F_2 = 2.81 \text{ kg}$$

A continuación se muestra el diagrama de fuerzas debido a las bandas:

Figura 32. Fuerzas generadas en las bandas



El valor de 1.5° se obtiene de la geometría elemental:

Para determinar el valor de β , (ver anexo G).

$$180^\circ = \beta + 2\alpha$$

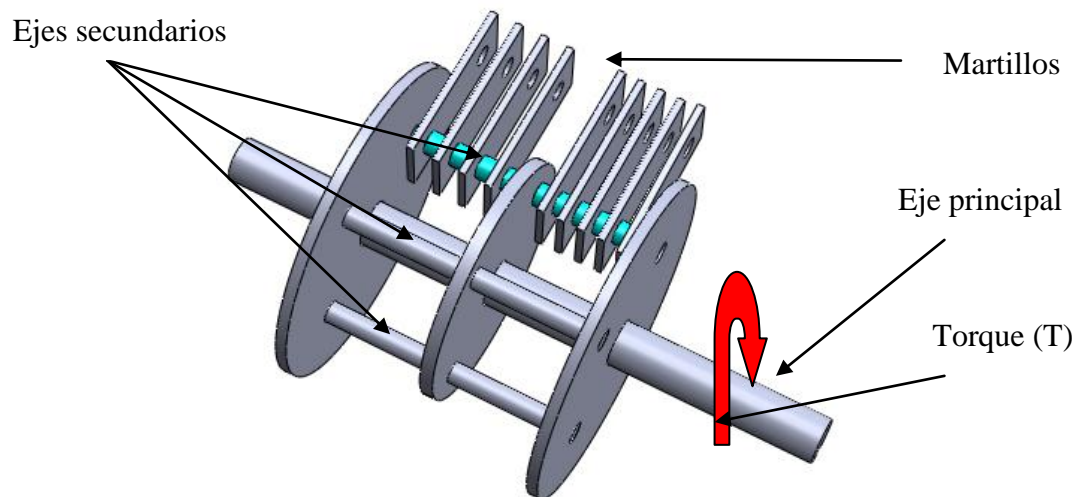
$$\alpha = \frac{180^\circ - 177^\circ}{2}$$

$$\alpha = 1.5^\circ$$

4.1.5 Diseño de ejes

- **Ejes secundarios.**

Figura 33. Cargas sobre los ejes secundarios



- **Parámetros.**

Se dispondrán de cuatro ejes secundarios para alojar una cantidad de nueve martillos en cada eje, los mismos que estarán empotrados en la placa circular exterior.

Los martillos tendrán una secuencia, que consiste en una primera etapa ejercer el trabajo de trituración y en la segunda etapa no ejercer ninguna actividad, lo que conlleva a una transmisión de esfuerzos dinámicos a los ejes secundarios.

Los martillos, serán obtenidos a partir de ballestas (recicladas), generalmente la composición de las ballestas depende del fabricante, una de las composiciones más comunes usadas en la fabricación de ballestas es

Tabla 8. Designación y Composición del material usado para las ballestas

Denominación	Composición				Dureza
	C	Si	Mn	Cr	HB
SAE 5160	0.56-0.60	0.20-0.35	0.75-1	0.70-0.90	600

Para la selección de los martillos se toma como referencia la dureza de la aleación para ballestas (600 HB), para compararla con la dureza de la fibra de vidrio (56HB) ver anexo AK, lo cual indica que la selección es correcta debido a que los martillos tienen mayor tenacidad que la fibra de vidrio.

Las cargas que están presentes en la transmisión de esfuerzos para uno de los ejes son:

Tabla 9. Tipos de cargas en los ejes secundarios

N°	Tipo de carga	Magnitud
F1	Martillo	0.43 kgf
	Fuerza de trituración	1.78 kgf
F2	Placa circular media	0.84 kgf
T	Banda	2827.5 kgf.mm
	TOTAL	3.05

El eje secundario en un instante 1, soportara cargas del peso de cada martillo, peso de la placa circular media y de la fuerza de trituración. En un instante 2 soportará las cargas del peso de los martillos y la placa circular media lo cual conlleva a una fluctuación de esfuerzos de la siguiente manera:

Figura 34. Esfuerzos dinámicos en los ejes secundarios

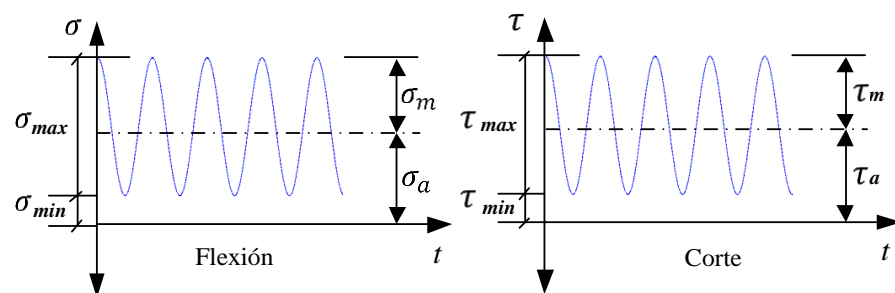


Figura 35. Diagrama de cuerpo libre del eje secundario

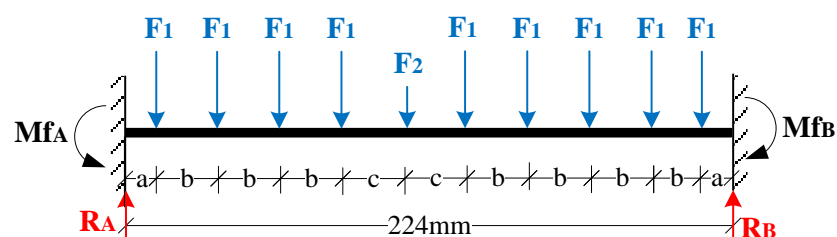


Tabla 10. Cargas en los ejes secundarios

Variación de carga	F1 (kgf)	F2 (kgf)	a(mm)	b(mm)	c(mm)
Instante 1 (P_{\max})	2.21	0.84	12.85	24.1	18.85
Instante 2 (P_{\min})	0.43	0.84			

El diseño se lo hará como una viga doblemente empotrada teniendo un sistema hiperestático. De las condiciones de equilibrio de la figura anterior se obtiene:

Tabla 11. Cargas resultantes en el molino de martillos

Instante 1 (P_{\max})	RA _Y =	9.26kgf	Mf _A =	333.27kgf.mm	V _{max} =	9.26kgf
	RB _Y =	9.26kgf	Mf _B =	333.27kgf.mm	Mf _{max} =	333.27kgf.mm
Instante 2 (P_{\min})	RA _Y =	2.14kgf	Mf _A =	83.79kgf.mm	V _{max} =	2.14kgf
	RB _Y =	2.14kgf	Mf _B =	83.79kgf.mm	Mf _{max} =	83.79kgf.mm

• **Análisis a flexión:**

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot C}{I} \quad (31)$$

Donde:

σ_f = esfuerzo de flexión

C = distancia del eje neutro hacia el extremo de la sección

I = momento de inercia

El momento de inercia para un eje macizo viene dado por:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (32)$$

Reemplazando los valores anteriores, se tiene:

$$\sigma_{f\max} = \frac{333.27 \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{64}} = \frac{32 \cdot 333.27}{\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_{f\min} = \frac{83.79 \cdot \frac{d}{2}}{\frac{\pi \cdot d^4}{64}} = \frac{32 \cdot 83.79}{\pi \cdot d^3}$$

- **Análisis a corte:**

$$\tau_c = \frac{V}{A} \quad (33)$$

Donde: τ_c = esfuerzo de corte
 V = fuerza de corte
 A = área de la sección transversal

Reemplazando los valores anteriores, se tiene:

$$\tau_{cmax} = \frac{9.26}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4 * 9.26}{\pi * d^2}$$

$$\tau_{cmin} = \frac{2.14}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4 * 2.14}{\pi * d^2}$$

Según la teoría de la energía de distorsión (TED) de Von Mises H.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa} + \sigma_{aa})^2 + 3(\tau_{Ta} + \tau_{ca})^2} \quad (34)$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{am})^2 + 3(\tau_{Tm} + \tau_{cm})^2} \quad (35)$$

Los esfuerzos σ_m , τ_m , σ_a y τ_a vienen dados por:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}; \tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad (36)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}; \tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad (37)$$

Reemplazando los valores anteriores, se tiene:

$$\sigma_{fm} = \frac{\frac{32 * 333.27}{\pi * d^3} + \frac{32 * 83.79}{\pi * d^3}}{2} = \frac{32 * (333.27 + 83.79)}{2 * \pi * d^3} = \frac{16 * (417.06)}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{fa} = \frac{\frac{32 * 333.27}{\pi * d^3} - \frac{32 * 83.79}{\pi * d^3}}{2} = \frac{32 * (333.27 - 83.79)}{2 * \pi * d^3} = \frac{16 * (249.48)}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{cm} = \frac{\frac{4 * 9.26}{\pi * d^2} + \frac{4 * 2.14}{\pi * d^2}}{2} = \frac{4 * (9.26 + 2.14)}{2 * \pi * d^2} = \frac{2 * (11.4)}{\pi * d^2}$$

$$\tau_{ca} = \frac{\frac{4 * 9.26}{\pi * d^2} - \frac{4 * 2.14}{\pi * d^2}}{2} = \frac{4 * (9.26 - 2.14)}{2 * \pi * d^2} = \frac{2 * (7.12)}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\left(\frac{16 * (249.48)}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{2 * (7.12)}{\pi * d^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\left(\frac{16 * (417.06)}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{2 * (11.4)}{\pi * d^2}\right)^2}$$

• **Límite de fatiga:**

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Kg * Ke * Se' \quad (38)$$

Donde:

Se = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

Se' = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.

Ka = factor de acabado superficial.

Kb = factor de tamaño.

Kc = factor de confiabilidad.

Kd = factor de temperatura.

Kg = aparatos quirúrgicos.

Ke = factor de concentración de tensiones.

Se' = 0.5 Sut para flexión.

Se' = 0.45 Sut para tracción.

Se' = 0.25 Sut torsión y corte.

Se asume un diámetro tentativo de 10 mm para determinar los valores de la ecuación anterior:

Ka = 0.73 para laminado en caliente.

Kb = $1.189 * d^{-0.097} = 1.189 * 10^{-0.097} = 0.95$

$K_c = 0.82$ para una confiabilidad del 99%

$K_d = 1$

$K_{gf} = 1$

$K_e = 1$

Para un acero AISI 1020 se tiene:

$S_{ut} = 45 \text{ kgf/mm}^2$; $S_y = 37.97 \text{ kgf/mm}^2$

$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 * 45 \text{ kgf/mm}^2 = 22.5 \text{ kgf/mm}^2$

Por lo tanto el límite de fatiga será:

$$S_e = 0.73 * 0.95 * 0.82 * 1 * 1 * 1 * 22.5 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$
$$S_e = 12.8 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

De la aplicación del criterio lineal de Soderberg y con un coeficiente de seguridad de $n=5$ se tiene:

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{\eta} \quad (39)$$

$$\frac{\sqrt{\left(\frac{16 * (249.48)}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{2 * (7.12)}{\pi * d^2}\right)^2}}{12.8} + \frac{\sqrt{\left(\frac{16 * (417.06)}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{2 * (11.4)}{\pi * d^2}\right)^2}}{37.97} = \frac{1}{5}$$

Se obtiene un diámetro $d = 9.19 \text{ mm}$, por lo tanto se selecciona provisionalmente un eje AISI 1020 de diámetro comercial igual a 10 mm .

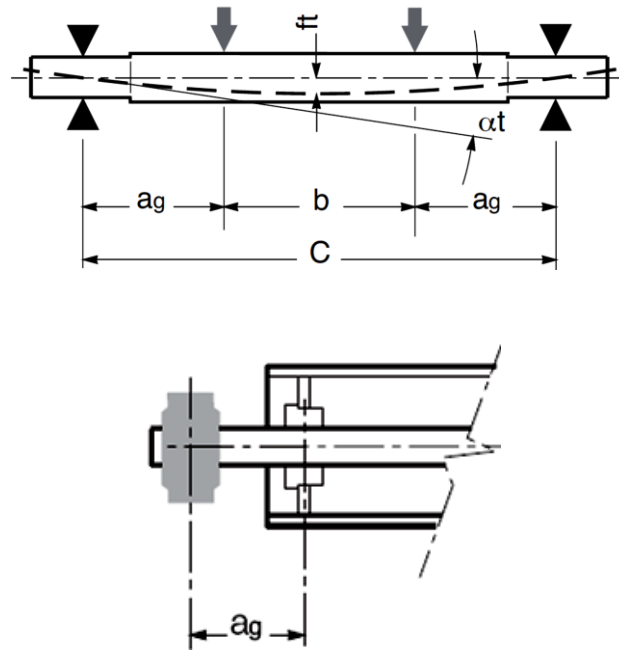
Después de haber calculado el diámetro de los ejes secundarios, se debe comprobar que la flecha y la inclinación de los mismos no superen determinados valores, debido a su alta velocidad de rotación.

- Limitación de flecha y ángulo para los ejes del molino de martillos [13]

$$f_{t_{\max}} \leq \frac{C}{3000} \quad (40)$$

$$\alpha t \leq \frac{C}{1000} \quad (41)$$

Figura 36. Limitación de flecha y ángulo de inclinación



La comprobación de la flecha y la inclinación del eje deben cumplir con las siguientes condiciones [13].

$$f_t = \frac{\frac{C_{pr}}{2} * a_g}{24 * E * J} * [3 * (b + 2a_g)^2 - 4a_g^2] \leq \frac{C}{1500} \quad (42)$$

$$\alpha t = \frac{\frac{C_{pr}}{2} * a_g}{2 * E * J} * a_g * (C - a_g) \leq 0.001 \quad (43)$$

Donde: E = módulo de elasticidad del acero: $21006.2 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$.

J = momento de inercia de la sección del eje

C_{pr} = carga sobre el eje [kgf].

- **Cálculo de flecha.**

Reemplazando los valores respectivos, se tiene:

$$f_t = \frac{\frac{C_{pr}}{2} * a_g}{24 * E * J} * [3 * (b + 2a_g)^2 - 4a_g^2] \leq \frac{C}{1500}$$

$$f_t = \frac{\frac{3.05}{2} * 12.85}{24 * 21006.2 * 0.0491 (10)^4} * [3 * (198.3 + 2 * 12.85)^2 - 4 * 12.85^2]$$

$$f_t = 0.012 \leq \frac{224}{1500} \quad \text{CUMPLE LA CONDICIÓN}$$

- **Cálculo del ángulo.**

Reemplazando los valores respectivos, se tiene:

$$\alpha_t = \frac{\frac{C_{pr}}{2} * a_g}{2 * E * J} * a_g * (C - a_g) \leq 0.001$$

$$\alpha_t = \frac{\frac{3.05}{2} * 12.85}{2 * 21006.2 * 0.0491 (10)^4} * 12.85 * (224 - 12.85)$$

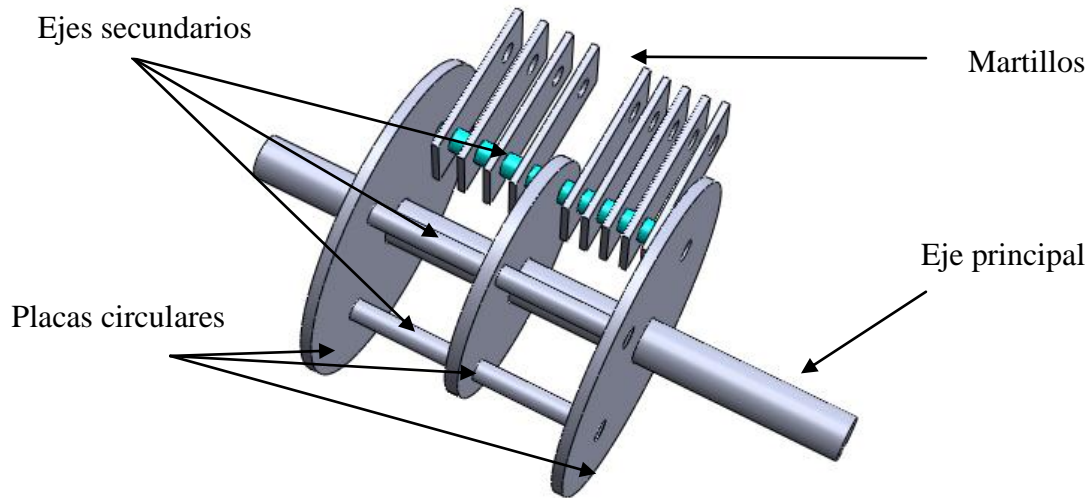
$$\alpha_t = \frac{\frac{3.05}{2} * 12.85}{2 * 21006.2 * 0.0491 (10)^4} * 12.85 * (224 - 12.85)$$

$$\alpha_t = 0.0025 \quad \text{NO CUMPLE LA CONDICION}$$

Como la condición de inclinación no cumple, se procede a iterar los valores correspondientes hasta que se llega a obtener un diámetro de 13mm con lo cual cumple con la condición $0.0009 \leq 0.001$, por tanto se debe elegir un eje mayor o igual a 13 mm, en nuestro se seleccionó un eje de diámetro de 20mm AISI 1020 disponible en el momento de la construcción.

- **Eje principal.**

Figura 37. Cargas sobre el eje principal



- **Parámetros.**

Se dispondrán de un eje principal para el soporte de todos los martillos, placas y ejes secundarios. Los dispositivos mencionados rotarán solidariamente con el eje lo cual provoca cargas estáticas, pero los martillos al momento de triturar aumentarán la carga total lo que provoca una fluctuación de esfuerzos.

En estos cálculos, la fuerza que provoca la transmisión no se toma en cuenta ya que no influye como fuerza crítica por no estar dentro del análisis de la viga, más bien se encuentra fuera de los apoyos. Las cargas que están presentes en la transmisión de esfuerzos para uno de los ejes son:

Tabla 12. Cargas actuantes en el eje principal

Tipo de carga	Fuerza/u (kgf)	N° elem.	Fuerza/N° (kgf)
Martillo	0.43	32	13.76
Placa circular media	4.3	1	4.3
Placa circular exterior	4.98	2	9.96
Fuerza de trituración	1.78	8	14.24
Ejes secundarios	0.15	4	0.6
TOTAL			42.86

El eje principal en un instante 1, soportara cargas del peso de cada martillo, peso de las placas circular interior y exterior, peso de los ejes secundarios y fuerza de trituración.

En un instante 2 soportara todas las cargas anteriores menos la fuerza de trituración lo cual conlleva a una fluctuación de esfuerzos de la siguiente manera:

Figura 38. Esfuerzos dinámicos del eje principal

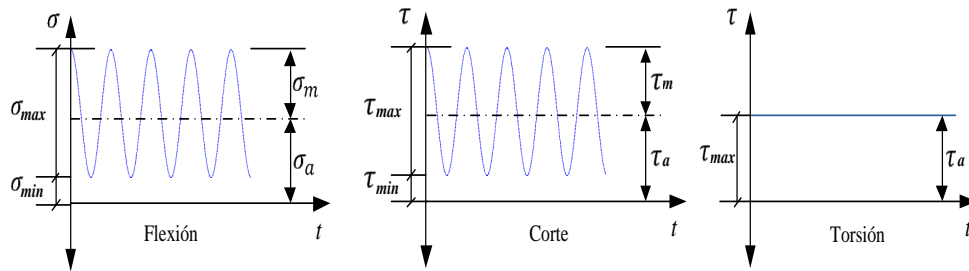
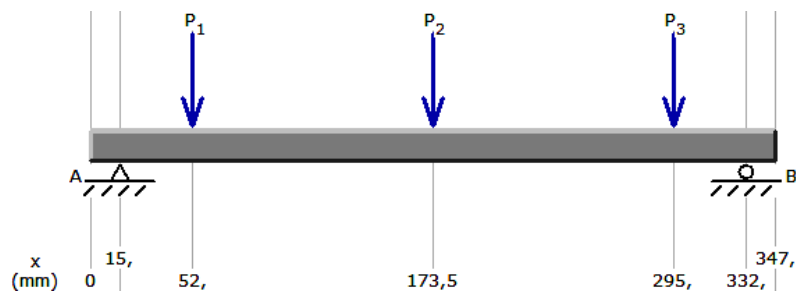


Figura 39. Diagrama de cuerpo libre del eje principal



De las condiciones de equilibrio de la figura anterior se obtiene:

Tabla 13. Cargas resultantes en el eje principal.

Instante 1 ($P_{\max}=42.86/3$)	$RA_Y=$	21.45kgf	$V=$	7.15kgf
	$RB_Y=$	21.45kgf	$M_{f_{\max}}=$	1662.38kgf.mm
Instante 2 ($P_{\min}=28.62/3$)	$RA_Y=$	14.31kgf	$V=$	4.77kgf
	$RB_Y=$	14.31kgf	$M_{f_{\max}}=$	1109.03kgf.mm

- Análisis a flexión.**

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot C}{I} = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

Dónde todos los términos ya fueron definidos.

$$\sigma_{fmax} = \frac{1662.38 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}}$$

$$\sigma_{fmax} = \frac{32 * 1662.38}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{fmin} = \frac{1109.03 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{32 * 1109.03}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{fmin} = \frac{32 * 1109.03}{\pi * d^3}$$

- **Análisis a corte:**

$$\tau_c = \frac{V}{A}$$

Dónde todos los términos ya fueron definidos.

$$\tau_{cmax} = \frac{7.15}{\frac{\pi * d^2}{4}}$$

$$\tau_{cmax} = \frac{4 * 7.15}{\pi * d^2}$$

$$\tau_{cmin} = \frac{4.77}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4 * 4.77}{\pi * d^2}$$

- **Análisis a torsión:**

$$\tau_T = \frac{16T}{\pi * d^3} \quad (44)$$

Donde: τ = esfuerzo debido a torsión.

T= torque producido por el motor eléctrico.

d= diámetro del eje.

Reemplazando los valores anteriores tenemos:

$$\tau_T = \frac{16 * 2827.5}{\pi * d^3}$$

Los esfuerzos σ_m , τ_m , σ_a y τ_a para el eje principal son:

$$\sigma_m = \frac{\frac{32 * 1662.38}{\pi * d^3} + \frac{32 * 1109.03}{\pi * d^3}}{2} = \frac{32 * (1662.38 + 1109.03)}{2 * \pi * d^3} = \frac{16 * (2771.41)}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{\frac{32 * 1662.38}{\pi * d^3} - \frac{32 * 1109.03}{\pi * d^3}}{2} = \frac{32 * (1662.38 - 1109.03)}{2 * \pi * d^3} = \frac{16 * (553.35)}{\pi * d^3}$$

$$\tau_m = \frac{\frac{4 * 7.15}{\pi * d^2} + \frac{4 * 4.77}{\pi * d^2}}{2} = \frac{4 * (7.15 + 4.77)}{2 * \pi * d^2} = \frac{2 * (11.92)}{\pi * d^2}$$

$$\tau_a = \frac{\frac{4 * 7.15}{\pi * d^2} - \frac{4 * 4.77}{\pi * d^2}}{2} = \frac{4 * (7.15 - 4.77)}{2 * \pi * d^2} = \frac{2 * (2.38)}{\pi * d^2}$$

$$\tau_{Tm} = \frac{16 * 301936.9}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{Ta} = 0$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\left(\frac{16 * (553.35)}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{2 * (2.38)}{\pi * d^2}\right)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\left(\frac{16 * (2771.41)}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{2 * (11.92)}{\pi * d^2} + \frac{16 * 2827.5}{\pi * d^3}\right)^2}$$

- **Límite de fatiga:**

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Kgf * Ke * Se'$$

Se asume un diámetro tentativo de 15 mm para determinar los valores de la ecuación anterior:

$K_a = 0.73$ para laminado en caliente.

$$K_b = 1.189 * d^{-0.097} = 1.189 * 15^{-0.097} = 0.91$$

$K_c = 0.82$ para una confiabilidad del 99%

$$K_d = 1$$

$$K_{gf} = 1$$

$$K_e = 1$$

Para un acero AISI 1020 se tiene:

$$S_{ut} = 45 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_y = 37.97 \text{ kgf/mm}^2$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 * 45 \text{ kgf/mm}^2 = 22.5 \text{ kgf/mm}^2$$

Por lo tanto el límite de fatiga será:

$$S_e = 0.73 * 0.87 * 0.91 * 1 * 1 * 1 * 22.5 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$S_e = 13 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

De la aplicación del criterio lineal de Soderberg y con un coeficiente de seguridad de $n=5$ se tiene:

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{\eta}$$

Reemplazando los valores anteriores se tiene:

$$\frac{\sqrt{\left(\frac{16 * (553.35)}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{2 * (2.38)}{\pi * d^2}\right)^2}}{13} + \frac{\sqrt{\left(\frac{16 * (2771.41)}{\pi * d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{2 * (11.92)}{\pi * d^2} + \frac{16 * 2827.5}{\pi * d^3}\right)^2}}{37.97} = \frac{1}{5}$$

Se obtiene un $d=16.96 \text{ mm}$ y se procede a realizar el mismo análisis que se hizo para los ejes secundarios.

- **Cálculo de flecha.**

Reemplazando los valores respectivos, se tiene:

$$f_t = \frac{\frac{C_{pr}}{2} * a_g}{24 * E * J} * [3 * (b + 2a_g)^2 - 4a_g^2] \leq \frac{C}{1500}$$

$$f_t = \frac{\frac{42.86}{2} * 37}{24 * 21006.2 * 0.0491 (17)^4} * [3 * (243 + 2 * 37)^2 - 4 * 37^2] \leq \frac{317}{1500}$$

$$f_t = \frac{793}{2.06 \times 10^2} * [3 * (243 + 2 * 37)^2 - 4 * 37^2] \leq \frac{317}{1500}$$

$$f_t = 0.19 \leq \frac{347}{1500} \quad \text{CUMPLE LA CONDICIÓN}$$

- **Cálculo del ángulo.**

Reemplazando los valores respectivos, se tiene:

$$\alpha_t = \frac{\frac{C_{pr}}{2} * a_g}{2 * E * J} * a_g * (C - a_g) \leq 0.001$$

$$\alpha_t = \frac{\frac{42.86}{2} * 37}{2 * 21006.2 * 0.0491 (17)^4} * 37 * (317 - 37) \leq 0.001$$

$$\alpha_t = 0.047 \quad \text{NO CUMPLE LA CONDICIÓN}$$

Como la condición de inclinación no cumple, se procede a iterar los valores correspondientes hasta que se llega a obtener un diámetro de 38mm con lo cual cumple con la condición $0.001 \leq 0.001$, por tanto se debe elegir un eje mayor o igual a 38 mm, en nuestro se seleccionó un eje de diámetro de 40mm AISI 1020, existente en el mercado.

4.1.6 Selección de rodamientos. A diferencia de otros cálculos de elementos de máquinas, los rodamientos se seleccionan considerando la vida útil que se desea que tengan. Esto significa que la vida infinita no es posible de alcanzar y debemos pensar que los rodamientos son elementos de desgaste que deben ser reemplazados periódicamente para evitar daños al mecanismo en el cual están montados.

Se presenta a continuación los valores obtenidos para la selección:

Tabla 14. Valores para la selección del rodamiento.

Diámetro del eje = 40 mm
Velocidad de rotación del eje = 2800 rpm
$R_{BY} = 21.45 \text{ kg}$
$R_{BZ} = 35,77 \text{ kg}$
Resultante en B:
$R_B = 41,7 \text{ kg} = 0,41 \text{ kN}$

a. Cálculo de la carga equivalente estática:

$$P_O = F_R + Y_O \cdot F_a \quad (45)$$

Donde: P_O = carga equivalente estática [kN]
 F_R = carga radial [kN]
 Y_O = factor axial
 F_a = carga axial [kN]

El diagrama de cuerpo libre muestra que no existen fuerzas en el eje x, es decir, el valor de fuerza axial $F_a = 0$:

$$P_O = F_R = 0,41 \text{ kN}$$

b. Cálculo de la carga equivalente dinámica:

$$P = F_R + Y \cdot F_a \quad (46)$$

Donde: P = carga equivalente dinámica [kN]
 F_R = carga radial [kN]
 Y = factor axial
 F_a = carga axial [kN]

Del análisis anterior se tiene que, $F_a=0$:

$$P = 0,41 \text{ kN}$$

c. Selección del rodamiento.

Con el diámetro de 40mm se va al catálogo de SKF y seleccionamos un rodamiento oscilante de bolas cuya denominación es 2209EKTN9 (ver anexo H), obteniendo los siguientes valores:

Tabla 15. Valores obtenidos desde el catálogo de SKF.

d [mm]	D [mm]	Co [kN]	C [kN]	Pu [kN]
40	85	10,6	32,5	0,54

Donde: Co = capacidad de carga estática [kN]
 C = capacidad de carga dinámica [kN]
 P_u = carga límite a la fatiga [kN]

d. Cálculo de la vida nominal (L_{10}).

$$L_{10} = \left(\frac{C_{\text{tabulado}}}{P} \right)^3 \quad (47)$$

Donde: L_{10} = vida a la fatiga en millones de ciclos
 C_{tabulado} = capacidad de carga dinámica [kN]
 P = carga equivalente dinámica [kN]

$$L_{10} = \left(\frac{C_{\text{tabulado}}}{P} \right)^3 = \left(\frac{32,5 \text{ kN}}{0,41 \text{ kN}} \right)^3 = 498079,32 \text{ ciclos}$$

e. Cálculo de la vida nominal ajustada (L_{na}).

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10} \quad (48)$$

Donde: L_{na} = vida nominal ajustada en millones de ciclos

a_1 = es el factor de confiabilidad

a_{23} = es un factor que considera la calidad de la lubricación y su obtención requiere el uso de dos gráficos

L_{10} = vida a la fatiga en millones de ciclos

Para una confiabilidad del 98%, el valor de $a_1 = 0,33$ (ver anexo I)

Para determinar el valor de a_{23} se debe primeramente evaluar la relación d_m :

$$d_m = \frac{d + D}{2} \quad (49)$$

Donde: d_m = diámetro medio [mm]

d = diámetro del eje [mm]

D = diámetro del catálogo [mm]

Reemplazamos los valores de la tabla, para obtener d_m :

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{40 + 85}{2}$$

$$d_m = 62,5 \text{ mm}$$

Con el valor de d_m y la velocidad de rotación se determina la viscosidad cinemática requerida $\gamma_1 = 9 \text{ mm}^2/\text{seg}$ (ver anexo J).

La temperatura de trabajo máxima del rodamiento es $T=40^{\circ}\text{C}$ según SKF, con esta se elige la Clase ISO de viscosidad ISO VG10 (ver anexo K), la misma que se usará para encontrar $\gamma = 10 \text{ mm}^2/\text{seg}$ (ver anexo L).

A continuación se determina la relación entre las viscosidades anteriores k:

$$k = \frac{\gamma}{\gamma_1} \quad (50)$$

$$k = \frac{\gamma}{\gamma_1} = \frac{10 \text{ mm}^2 / \text{seg}}{9 \text{ mm}^2 / \text{seg}}$$

$$k = 1,11$$

El valor de $a_{23} = 0,9$ (ver anexo M)

Conocidos todos los valores, se determina la vida nominal ajustada:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10} = (0,33) (0,9) (498079,32) = 147929,55$$

f. Cálculo de la vida nominal ajustada SKF (L_{SKF}):

$$L_{SKF} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad (51)$$

Donde: L_{SKF} = vida nominal ajustada SKF en millones de ciclos

a_1 = es el factor de confiabilidad

a_{SKF} = es un nuevo factor introducido por la fábrica SKF.

L_{10} = vida a la fatiga en millones de ciclos

Para una confiabilidad del 95%, el valor de $a_1 = 0,33$

Para conocer el valor de a_{SKF} se debe primeramente evaluar el valor h_c que varía en función al grado de contaminación, además se debe determinar la siguiente relación:

$$r = \frac{h_c \cdot Pu}{P} \quad (52)$$

Donde: h_C = valor que depende del grado de contaminación
 P_u = carga límite a la fatiga [kN]
 P = carga equivalente dinámica [kN]

$$r = \frac{h_C \cdot P_u}{P} = \frac{(0,1) \cdot (0,54 \text{ kN})}{0,41 \text{ kN}} = 0,13$$

Determinado los valores de $r = 0,13$ y $k = 1,11$, el valor de es $a_{SKF} = 0,21$ (ver anexo N).

$$L_{SKF} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = (0,33) (0,21) (498079,32) = 34516,89$$

El valor anterior lo transformamos a horas:

$$L_{SKF \text{ horas}} = \frac{1000000 L_{SKF}}{60 n} = \frac{1000000 (34516,89)}{60 (2800 \text{ rpm})} = 205457,67 \text{ horas}$$

$$L_{SKF \text{ años}} = 23,4 \text{ años}$$

El valor anterior nos indica que el rodamiento debe ser cambiado a los 23 años.

g. Verificación del rodamiento en función de la capacidad de carga requerida.

- **Capacidad de carga estática C_o :**

$$f_s = \frac{C_{O \text{ requerido}}}{P_{O \text{ calculado}}} \quad (53)$$

Donde: f_s = factor de esfuerzos estáticos
 $f_s = 0,8$: para exigencias elevadas, (ver anexo O)

$$C_{O \text{ requerido}} = f_s \cdot P_{O \text{ calculado}} = (1,2) (0,41 \text{ kN}) = 0,492 \text{ kN}$$

$$C_{O \text{ requerido}} < C_{O \text{ tabulado}}$$

$$0,492 \text{ kN} < 10,6 \text{ kN}$$

Se comprueba que el rodamiento a carga estática resiste.

- **Capacidad de carga dinámica C:**

$$C_{requerida} = \frac{f_L \cdot P_{calculada}}{f_n} \quad (54)$$

Donde: f_L = factor de esfuerzos dinámicos

f_n = factor de velocidad de giro

Con $L_{SKF} = 205457,67$ horas se tiene $f_L = 5,85$: (ver anexo P).

Con $\omega = 2800$ rpm se tiene $f_n = 0,228$ (ver anexo Q).

Reemplazamos los valores encontrados en la ecuación (53).

$$C_{requerida} = \frac{f_L \cdot P_{calculada}}{f_n} = \frac{(5,85)(0,41 kN)}{0,225} = 10,66 kN$$

$$C_{requerida} < C_{tabulada}$$

$$10,66 kN < 32,5 kN$$

Se comprueba que el rodamiento a carga dinámica resiste, por tanto, la selección es correcta.

h. Verificación de la cajera (soporte).

Con el diámetro del eje = 40 mm y el tipo de rodamiento seleccionamos el soporte tipo SNL 509 TND. Una vez seleccionado la cajera se tiene los siguientes datos de cargas de rotura (ver anexo R).

Para nuestro caso se tiene la siguiente reacción en B con un ángulo dado por:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{R_{By}}{R_{Bz}}$$

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{R_{By}}{R_{Bz}} = \frac{21,45 kg}{35,77 kg} = 0,60$$

Entonces: $\Phi = 30,96^\circ$.

Tabla 16. Cargas de rotura

Cargas de rotura	Soporte, KN
P_0^0	160
P_{55}^0	230
P_{90}^0	140
P_{120}^0	100
P_{150}^0	90
P_{180}^0	115
P_a	75

Con $P = 0,41\text{kN}$ y el ángulo $\alpha = 90^\circ + 30,96^\circ = 120,96^\circ$ se determina $P_{120,96^\circ} = 99,68\text{ kN}$ (interpolación lineal ver anexo), con este valor se comprueba que:

$$P < P_{120,96^\circ}$$

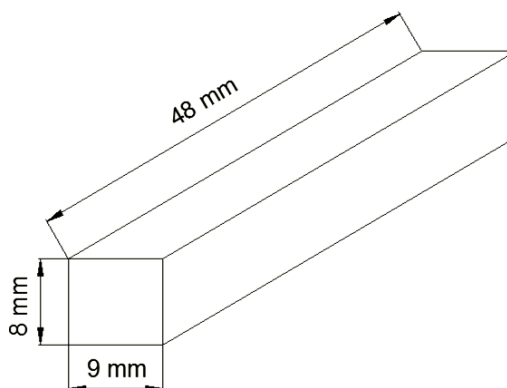
$$0,41\text{ kN} < 99,68\text{ kN}$$

Comparando los valores anteriores, se verifica que la cajera resiste.

4.1.7 Análisis de la chaveta y chavetero para las poleas

- Análisis para la polea motriz.
- Análisis a corte.

Figura 40. Dimensiones de la chaveta de la polea motriz.



$$\tau = \frac{F}{A_{corte}} \leq [\tau_{adm}] \quad (55)$$

La fuerza F_{1Z} es la componente de la fuerza generada en la banda $F_1 = 32,96 kg \angle 1,5^\circ$, entonces el valor de F será el mismo de F_{1Z} .

$$F = F_{1Z} = F_1 \cdot \cos 1,5^\circ = 32,96 kg = 72,68 lb$$

El material para las chavetas es A36, por tanto se tiene: $S_y = 36 kpsi$

$$[\tau_{adm}] = 0,5 S_y = 0,5 (36 kpsi) = 18 kpsi$$

Como el eje del motor ya tiene el chavetero, el área es: $9 \times 48 mm = 0,67 \text{ plg}^2$.

Reemplazamos los valores en la ec.55, para obtener:

$$\tau = \frac{F}{A_{corte}} \leq [\tau_{adm}]$$

$$\tau = \frac{72,68 lb}{0,67 \text{ plg}^2} = 108,48 psi$$

$$\tau = 0,11 kpsi$$

$$0,11 kpsi \leq 18 kpsi$$

La chaveta de dimensiones $8 \times 9 \times 48 \text{ mm}$ resiste a corte.

- **Análisis de la chaveta a aplastamiento para la polea motriz.**

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}} \leq [\sigma_{aplast}] \quad (56)$$

$$[\sigma_{aplast}] = 0,9 S_y = 0,9 (36 kpsi) = 32,40 kpsi$$

El área de aplastamiento es $4 \times 48 \text{ mm} = 0,3 \text{ plg}^2$:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}}$$

$$\sigma_{aplast} = \frac{72,68 \text{ lb}}{0,30 \text{ plg}^2} = 244,22 \text{ psi}$$

$$\sigma_{aplast} = 0,24 \text{ kpsi}$$

$$0,24 \text{ kpsi} \leq 32,40 \text{ kpsi}$$

La chaveta de dimensiones $8 \times 9 \times 48 \text{ mm}$ resiste a aplastamiento. En conclusión; con las dimensiones anteriores no falla la chaveta ni el chavetero.

- **Cálculo del coeficiente de seguridad para la chaveta de la polea motriz.**

$$\frac{S_{S_y}}{n} = \frac{F}{A_{plast}} \quad (57)$$

$$S_{S_y} = 0,577 S_y = 0,577 (36 \text{ kpsi}) = 20,77 \text{ kpsi}$$

$$n = \frac{S_{S_y} \cdot A_{aplast}}{F} = \frac{(20772 \text{ lb / plg}^2)(0,3 \text{ plg}^2)}{72,68 \text{ lb}} = 85,74$$

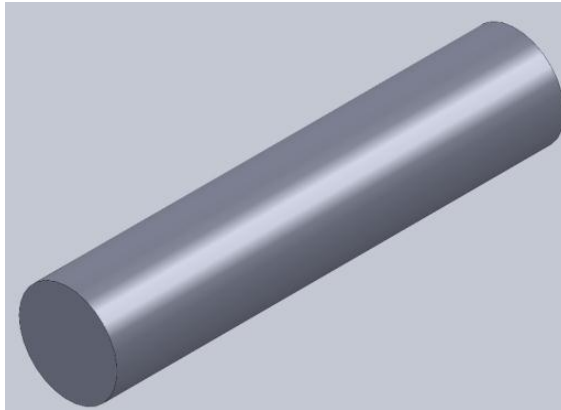
$$n = 85,74$$

- **Análisis para la polea conducida.**

- **Análisis de la chaveta a corte.**

Por facilidad de construcción, la chaveta y el chavetero de la polea conducida serán circulares. Las dimensiones de la chaveta construida tienen un diámetro de $10,5 \text{ mm}$ y una longitud 48 mm .

Figura 41. Representación de la chaveta de la polea conducida



$$\tau = \frac{F}{A_{corte}} \leq [\tau_{adm}] \quad (58)$$

Se realiza el análisis similar al anterior para este caso.

$$F = F_{1Z} = F_1 \cdot \cos 1,5^\circ = 32,96 \text{ kg} = 72,68 \text{ lb}$$

El material para las chavetas es A36, por tanto se tiene: $S_y = 36 \text{ kpsi}$

$$[\tau_{adm}] = 0,5 S_y = 0,5 (36 \text{ kpsi}) = 18 \text{ kpsi}$$

El área de corte es $10,5 \times 48 = 504 \text{ mm}^2 = 0,78 \text{ plg}^2$.

$$\tau = \frac{F}{A_{corte}} \leq [\tau_{adm}]$$

$$\tau = \frac{72,68 \text{ lb}}{0,78 \text{ plg}^2} = 100,94 \text{ psi}$$

$$\tau = 0,10 \text{ kpsi}$$

$$0,10 \text{ kpsi} \leq 18 \text{ kpsi}$$

La chaveta de dimensiones $\Phi=10,5$ mm y $L=48$ mm resiste a corte.

- **Análisis de la chaveta a aplastamiento.**

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}} \leq [\sigma_{aplast}] \quad (59)$$

$$[\sigma_{aplast}] = 0,9 S_Y = 0,9 (36 \text{ kpsi}) = 32,40 \text{ kpsi}$$

Una vez obtenidos los valores correspondientes, se reemplazan en la ec. 58:

$$\begin{aligned} \sigma_{aplast} &= \frac{F}{A_{aplast}} \\ \sigma_{aplast} &= \frac{72,68 \text{ lb}}{0,78 \text{ plg}^2} = 93,04 \text{ psi} \\ \sigma_{aplast} &= 0,10 \text{ kpsi} \end{aligned}$$

$$0,10 \text{ kpsi} \leq 32,40 \text{ kpsi}$$

La chaveta de dimensiones $\Phi=10,5$ mm y $L=48$ mm resiste a aplastamiento.

- **Cálculo del coeficiente de seguridad.**

$$\frac{S_{S_Y}}{n} = \frac{F}{A_{plast}} \quad (60)$$

$$S_{S_Y} = 0,577 S_Y = 0,577 (36 \text{ kpsi}) = 20,77 \text{ kpsi}$$

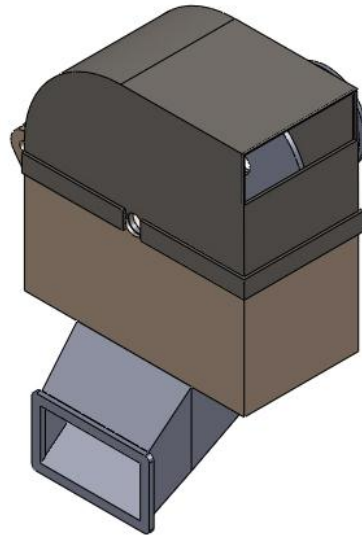
$$\begin{aligned} n &= \frac{S_{S_Y} \cdot A_{aplast}}{F} \\ n &= \frac{(20772 \text{ lb} / \text{plg}^2)(0,78 \text{ plg}^2)}{72,68 \text{ lb}} = 223 \end{aligned}$$

$$n = 223$$

4.1.8 Dimensionamiento del bastidor. El bastidor es un componente muy importante del molino, la cual da alojamiento al tamiz, soportando las cargas generadas en el eje principal así como en la placa de impacto, por tanto, para su construcción se debe tener presente los siguientes aspectos [14].

- Tipo de material
- Condiciones de construcción

Figura 42. Bastidor



- Tipo de material.* El material del cual va a ser construido el bastidor, debe garantizar que la misma resista a las cargas imprevistas generadas por el funcionamiento del molino, es decir, debe tener buena rigidez y deformarse al mínimo bajo las cargas generadas. El material a ser usado en este tipo de aplicación es un acero ASTM A36 con un espesor de 6mm.
- Condiciones de construcción.* En esta parte se debe tener en cuenta la alimentación y descarga del material. Además, se debe tener disponibilidad de medios de conformación y mecanizado, para obtener un bastidor de geometría razonable la

misma que está en función de las dimensiones de los elementos que se encuentran en su interior (eje principal, ejes secundarios, placas circulares, tamiz, martillos).

- **Cálculo del espesor del bastidor.**

La tensión máxima corresponde a:

$$\sigma_{\max} = \frac{k \cdot (L/d)^2}{h} \quad (61)$$

Y la flecha máxima para:

$$W_{\max} = \frac{k_1 \cdot (a)^2}{E \cdot h^3} \quad (62)$$

Donde:

q = es la carga en MPa.

L = es el diámetro del disco en mm.

h = es el espesor del disco en mm.

a = D/2

d = diámetro del orificio en mm.

E = módulo de Young en MPa, que para el acero es 210000 MPa

Los valores de k y k1, se pueden obtener en función de $\beta = d/L$, de la siguiente tabla:

Tabla 17. Valores de k y k1, en función de β

	0.8	0.67		0.50		0.33		0.25		0.20	
K	K ₁	K	K ₁	K	K ₁	K	K ₁	K	K ₁	K	K ₁
0.105	0.00199	0.259	0.0139	0.480	0.0575	0.657	0.130	0.710	0.162	0.730	0.175

Hay que tener en cuenta que, el diámetro d debe ser en todo los casos mayor o igual a 12,5 mm. La relación de diámetros $\beta = d/D$ es siempre mayor o igual a 0,10 y menor o igual a 0,75. El valor de la razón β debe ser seleccionada entre estos límites.

Estas ecuaciones son válidas para un coeficiente de Poisson de: $\gamma = 0.3$ [18]. Para nuestro caso se tiene los siguientes datos:

$$q = 333.34 \text{ Mpa}; \quad L = 500 \text{ mm}; \quad h = ?; \quad a = L/2; \quad d = 54.8 \text{ mm}$$

Reemplazando en:

$$\sigma_{\max} = \frac{220}{\gamma} = \frac{220}{1.5} = 146.67 \text{ MPa.}$$

Despejando y reemplazando en la ec. (62)

$$h = \sqrt{\frac{k \cdot d(L/d)^2}{\sigma_{\max}}} = 5.03 \text{ mm}$$

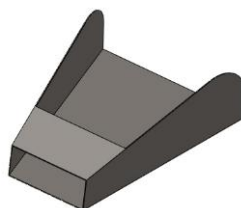
Debido a que este espesor no existe comercialmente, se elige el superior de 6mm, teniendo un sobre espesor de 1mm para el desgaste.

4.1.9 Dimensionamiento de la tolva. La tolva debe realizar la función de alimentar y retener el material que va ser molido, además, su construcción debe cumplir con las siguientes características [14].

- Su ángulo de inclinación para nuestro caso, debe ser lo suficiente para que el material no se deslice por su propio peso hacia el interior del molino, debido a que la alimentación es continua y manual.
- Debe tener un tamaño razonable, en función de la cantidad de material a ser molido.
- Debe soportar el peso del material a ser molido.
- Debe tener buena rigidez.
- Debe tener facilidad de construcción.

Para nuestro caso, el material a ser usado en la construcción de la tolva será un acero ASTM A36 con un espesor de 3/32”.

Figura 43. Tolva.

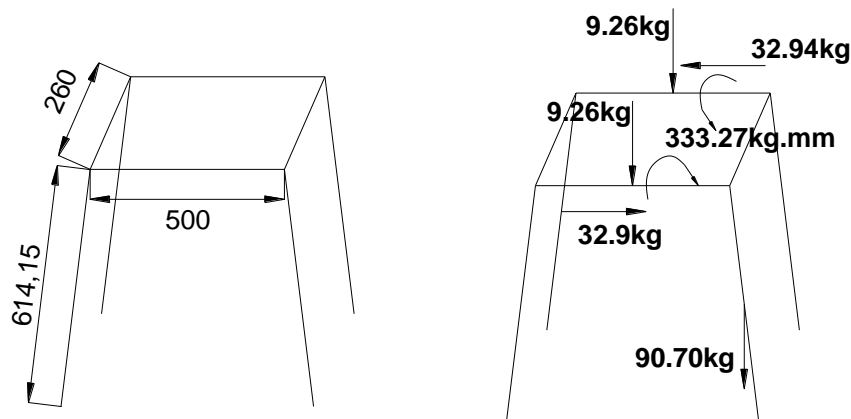


4.1.10 Análisis estructural. Es necesario realizar el análisis de la estructura, ya que ésta soportará las cargas generadas por todos los elementos. Se necesita entonces que la misma sea estable y rígida, para que soporte dichas cargas durante su funcionamiento.

- **Selección del tipo de perfil para la estructura.**

Para la selección del perfil se consideran los siguientes factores como, el peso que soportará, disponibilidad en el mercado, en nuestro caso las cargas aplicada se muestran en la figura 42, por lo tanto, como se tienen cargas pequeñas, se elige un perfil pequeño tentativo L 1x1x1/8 ”, a continuación se realiza el análisis de la estructura con el perfil.

Figura 44. Dimensiones y cargas aplicadas en la estructura en kg y mm



Antes de presentar los resultados de programa, es necesario realizar una definición de sistema global de coordenadas y sistema de coordenadas locales.

Sistema global de coordenadas. Este sistema es usado para modelos 2D y 3D en ejes rectangulares, definidos por X, Y, Z, para poder definir la ubicación del modelo estructural, y siempre está visible en la parte inferior derecha de la pantalla.

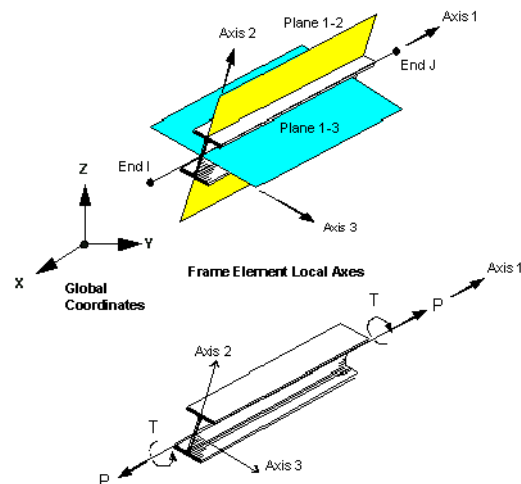
Sistema de coordenadas locales. Cada nudo o elemento del modelo estructural tiene su propio sistema local de coordenadas que se usará para definir cargas y respuestas de cada valor, están definidos por U_1 , U_2 y U_3 , cuya orientación está definida por:

Eje local U_1 . Dirigido siempre en la dirección del eje longitudinal del elemento.

Eje local U_2 . Dirigido a lo largo de +Z del eje global.

Eje local U_3 . Dirigido siempre en sentido horizontal, quedando en el plano X-Y [15].

Figura 45. Sistema de ejes coordenados (tomado de SAP2000)



- **Resultados para el perfil L 1x1x1/8".**

A continuación se muestran los resultados por código de colores, y los desplazamientos de las juntas obtenidas en SAP 2000 para el perfil 1x1x1/8:

Figura 46. Análisis estructural en SAP2000

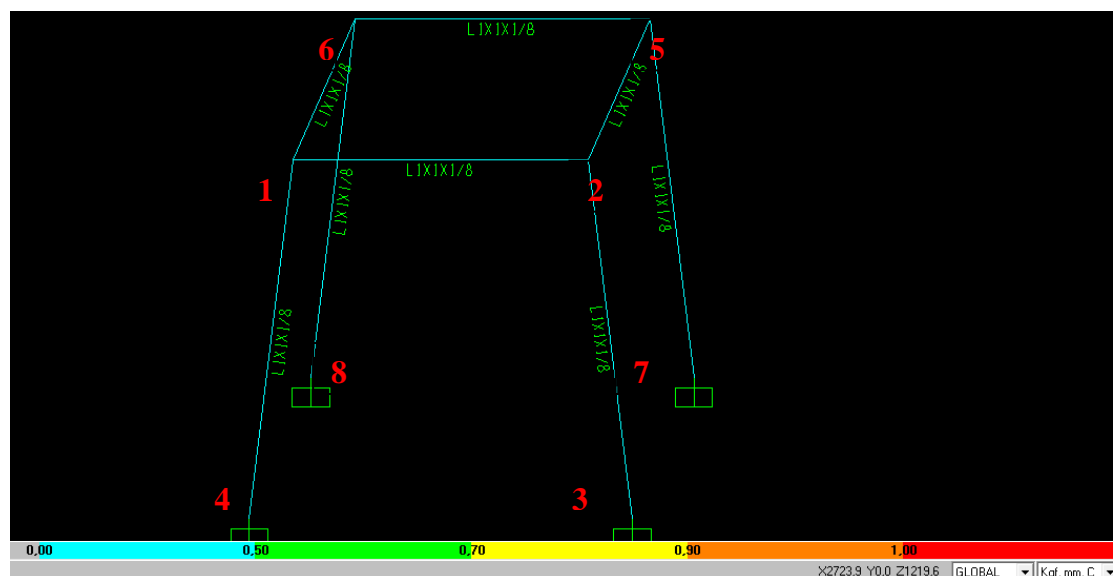


Tabla 18. Desplazamientos en las juntas (nudos)

Joint	OutputCase	CaseType	U1 mm	U2 mm	U3 mm
1	DEAD	LinStatic	0,101993	0,000000	-0,017111
2	DEAD	LinStatic	0,102385	0,000000	0,000585
3	DEAD	LinStatic	0,000000	0,000000	0,000000
4	DEAD	LinStatic	0,000000	0,000000	0,000000
5	DEAD	LinStatic	0,091212	0,000000	0,006436
6	DEAD	LinStatic	0,092920	0,000000	-0,013859
7	DEAD	LinStatic	0,000000	0,000000	0,000000
8	DEAD	LinStatic	0,000000	0,000000	0,000000

Como se puede apreciar en tabla 18, los desplazamientos en los nudos de las juntas son menores que $\delta_{\max} \leq L/3000$, donde L es la longitud de cada elemento de la estructura.

• **Cálculo para la deformación máxima del elemento 1-4:**

$$L_{1-4} = 614.15 \text{ mm}$$

$$\delta_{\max} = \frac{L}{3000} = \frac{614.15}{3000} = 0,205 \text{ mm}$$

En la tabla 18, la deformación del elemento en el punto 4 es cero, mientras que en el punto 1 la deformación es $0,102 < 0,205 \text{ mm}$.

• **Cálculo para la deformación máxima del elemento 1-2:**

$$L_{1-2} = 500 \text{ mm}$$

$$\delta_{\max} = \frac{L}{3000} = \frac{500}{3000} = 0,166 \text{ mm}$$

De la misma manera, la deformación entre los puntos 1 y 2 es $0,102 < 0,166 \text{ mm}$, como las deformaciones no sobrepasan el valor de la deformación máxima, la estructura soporta las cargas sobre ella, manteniéndose en una zona de seguridad (zona celeste), por tanto, el perfil 1x1x1/8 es el adecuado, sin embargo por razones de disponibilidad en el momento de la construcción y sugerencia del Sr. Orlando Benalcázar (molinos MOLBAC), se cambia a un perfil L de 63,5x63,5x6,35 mm, a continuación se realiza el análisis de este perfil.

- Resultados para el perfil 63.5x63.5x6.35 mm

Figura 47. Análisis estructural en SAP2000

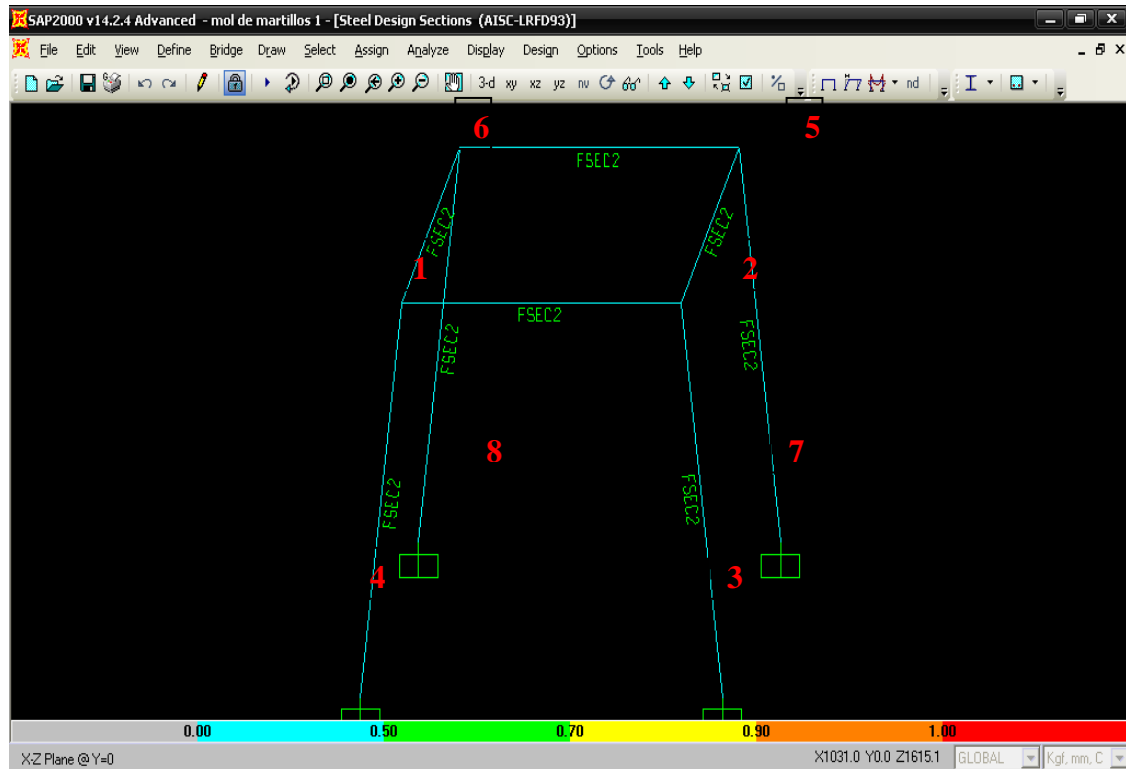


Tabla 19. Desplazamientos en las juntas (nudos)

Joint	OutputCase	U1	U2	U3
		mm	mm	mm
1	DEAD	0.003734	0.000000	-0.001406
2	DEAD	0.003816	0.000000	-0.001812
3	DEAD	0.000000	0.000000	0.000000
4	DEAD	0.000000	0.000000	0.000000
5	DEAD	0.002438	0.000000	-0.000939
6	DEAD	0.002812	0.000000	-0.001099
7	DEAD	0.000000	0.000000	0.000000
8	DEAD	0.000000	0.000000	0.000000

- **Cálculo para la deformación máxima del elemento 1-4:**

$$L_{1-4} = 614.15 \text{ mm}$$

$$\delta_{\max} = \frac{L}{3000} = \frac{614.15}{3000} = 0,205 \text{ mm}$$

La tabla 19 muestra la deformación del elemento en el punto 4 es cero, pero en el punto 1 la deformación es $0,003734 \ll 0,205 \text{ mm}$.

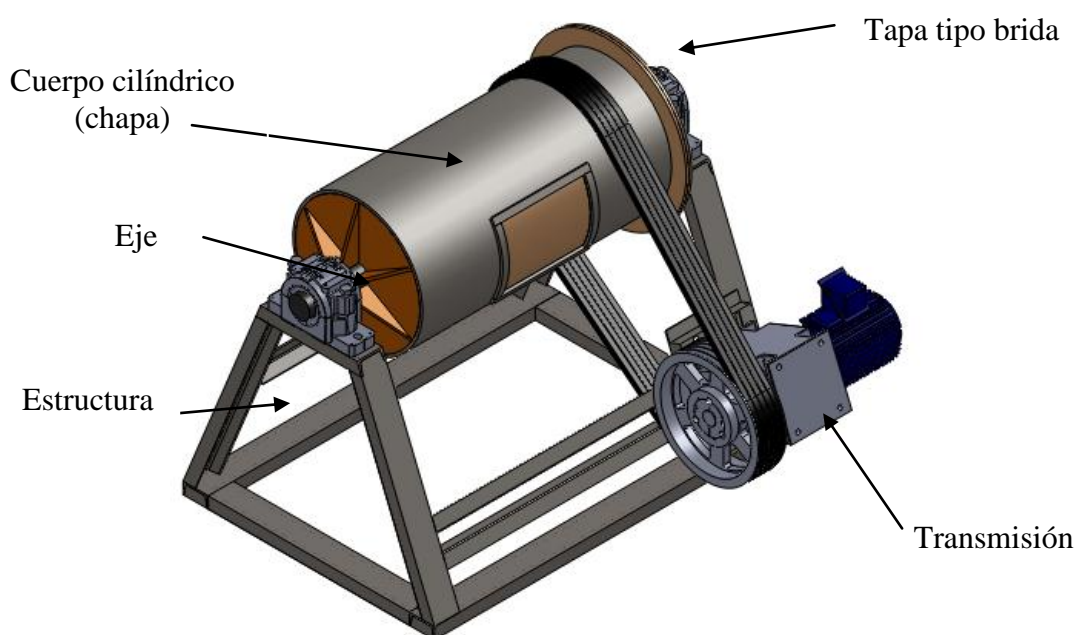
- **Cálculo para la deformación máxima del elemento 1-2:** $L_{1-2} = 500 \text{ mm}$

$$\delta_{\max} = \frac{L}{3000} = \frac{500}{3000} = 0,166 \text{ mm}$$

La deformación entre los puntos 1 y 2 es $0,003816 \ll 0,166 \text{ mm}$, por tanto, la estructura con este perfil tiene desplazamientos menores a los obtenidos con el perfil $1 \times 1 \times 1/8''$ manteniéndose en una zona de seguridad (zona celeste).

4.2 Diseño del molino de bolas

Figura 48. Molino de bolas



4.2.1 Dimensionamiento del molino. Se hace necesario obtener las dimensiones más razonables del molino, que harán posible un funcionamiento adecuado.

- *Dimensiones óptimas de la chapa (placa externa).* Se debe determinar las dimensiones más razonables de una placa, la misma que posteriormente, será barolada para formar el cuerpo cilíndrico exterior del molino.

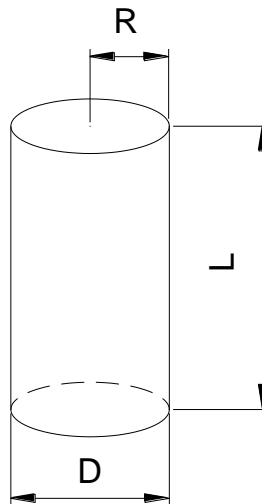
Realizadas las pruebas correspondientes, se determinó que los 30kg de fibra de vidrio ocupan un volumen igual a 0.1999 m^3 , dicho volumen corresponde a una molienda de mayor eficiencia para una sola parada, por tanto, se tiene:

$$V_{de \text{ los } 30 \text{ kg}} = \frac{1}{3} V_c \quad (63)$$

Por tanto el valor del volumen del cilindro exterior es:

$$V_c = 3 V_{de \text{ los } 30 \text{ kg}} = 3(0.1999 \text{ m}^3) = 0.5997 \text{ m}^3$$

Figura 49. Dimensiones del cilindro.



La ecuación para calcular el volumen de un cilindro es:

$$V_c = \pi R^2 \cdot L \quad (64)$$

Para molinos de pequeña capacidad y de una sola cámara se tiene que la longitud del cilindro es de 1.5 a 4.5 veces el diámetro del cilindro, por tanto:

$$L = 2.D \quad (65)$$

Reemplazamos este valor en la ecuación del volumen del cilindro, para obtener:

$$V_c = \pi.R^2.L = \pi.R^2.(4 R) \quad (66)$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{V_c}{4\pi}} = \sqrt[3]{\frac{0.5997 \text{ m}^3}{4\pi}} = 0.3627 \text{ m}$$

De donde se obtiene:

$$R = 36.27 \text{ cm}$$

$$D = 2.R = 72.54 \text{ cm}$$

$$L = 145.08 \text{ cm}$$

Se debe tener presente que una de las dimensiones de la placa es el perímetro del círculo, el mismo, que se encuentra en función del radio, entonces:

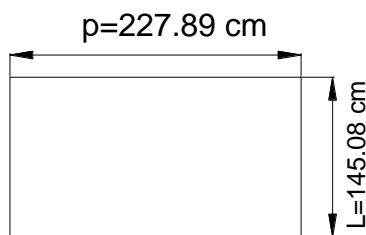
$$p = 2 \pi.R \quad (67)$$

Por tanto se obtiene el valor del perímetro:

$$p = 2 \pi.(36.27 \text{ cm}) = 227.89 \text{ cm}$$

Por lo tanto, las dimensiones de la placa son:

Figura 50. Dimensiones de la placa para una parada



Comercialmente existen planchas de 1900x1200x12.7 mm, por lo que las dimensiones encontradas para una parada no son razonables, ya que se debería soldar a cada lado un pedazo de placa para llegar a estas dimensiones, lo cual, eleva el costo de construcción.

La siguiente alternativa para determinar las dimensiones de la placa es realizar el proceso en dos paradas, es decir, no se ingresarán al molino directamente los 30 kg, sino sólo 15kg de fibra de vidrio los mismos que ocuparán un volumen de 0.10 m^3 , realizando los cálculos anteriores, obtenemos:

$$0.30 \text{ m}^3 = 4 \cdot \pi \cdot R^3$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{V_c}{4\pi}} = \sqrt[3]{\frac{0.30 \text{ m}^3}{4\pi}} = 0.2879 \text{ m}$$

Obtenemos del valor del radio:

$$0.30 \text{ m}^3 = 4 \cdot \pi \cdot R^3$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{V_c}{4\pi}} = \sqrt[3]{\frac{0.30 \text{ m}^3}{4\pi}} = 0.2879 \text{ m}$$

$$R = 28.79 \text{ cm}$$

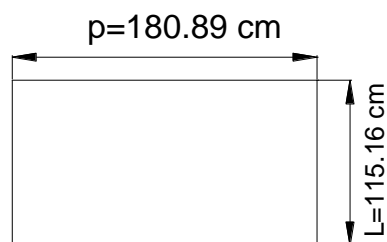
$$D = 2 \cdot R = 57.58 \text{ cm}$$

$$L = 115.16 \text{ cm}$$

$$p = 180.89 \text{ cm}$$

Las dimensiones de la placa son:

Figura 51. Dimensiones óptimas de la placa



Como se mencionó anteriormente existen planchas de 1900x1200x12.7 mm, se tomará directamente la plancha de acero con estas dimensiones, ya que si queremos hacerla de las dimensiones calculadas se tendrá que cortar la plancha, y esto también elevará el costo de construcción.

- **Selección del espesor de la chapa del molino (e).**

En el capítulo anterior se describió las relaciones existentes para el espesor de la chapa del tubo del molino, se usará la siguiente relación [7].

$$e = \frac{D}{75} \quad (68)$$

Donde: e = espesor de la chapa [mm]
 D =diámetro exterior [mm]

Por tanto: $e = \frac{D}{75} = \frac{620 \text{ mm}}{75} = 8,3 \text{ mm}$

En el mercado se encontró una plancha cuyo espesor más próximo al calculado es $\frac{1}{2}$ ". Finalmente, las medidas de la chapa metálica del molino son, 1900x1200x12.7 mm.

El tubo del molino tendrá por un lado una tapa sencilla y por el otro lado una tapa tipo brida, cuyos espesores serán iguales al de la chapa del molino.

Cálculo del diámetro interior y exterior de la chapa metálica (Di), (De):

Para el diámetro interior tomamos el valor de la plancha de 190 cm, entonces:

$$\begin{aligned} p &= 2 \pi \cdot R = 190 \text{ cm} \\ R &= \frac{190 \text{ cm}}{2 \pi} = 29,73 \text{ cm} \\ D_i &= 59.46 \text{ cm} \end{aligned}$$

Por tanto el diámetro exterior es: $D_e = D_i + 2e = 59.46 + 2.54 = 62 \text{ cm} = 620 \text{ mm}$

Dimensiones para la tapa sencilla (Ds):

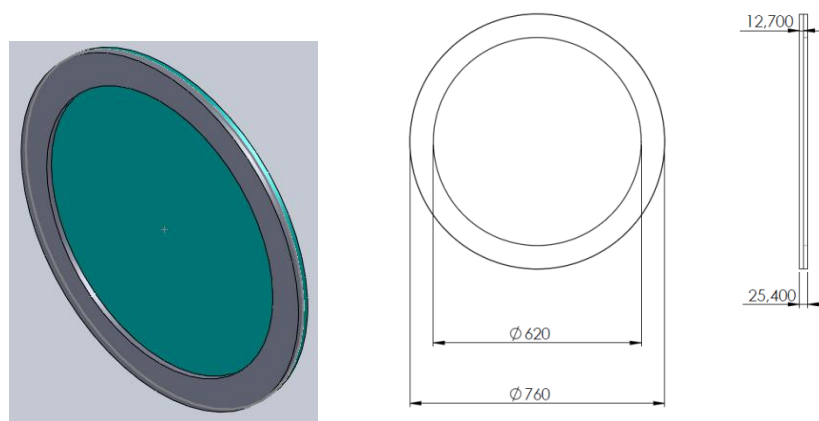
El diámetro de la tapa sencilla es: $D_s = D_i = 59.46\text{ cm}$

Dimensiones para la tapa tipo brida (Db):

Para obtener las dimensiones de la brida, se sumarán 7 cm al diámetro exterior del cilindro a ambos lados, entonces:

$$D_b = D_e + 14 = 62 + 14 = 76\text{ cm} = 760\text{ mm}$$

Figura 52. Dimensiones de la brida, dimensiones en mm



4.2.2 Selección del espesor de las placas del blindaje (e_b)

Para la selección de este espesor se consideran algunos factores como son:

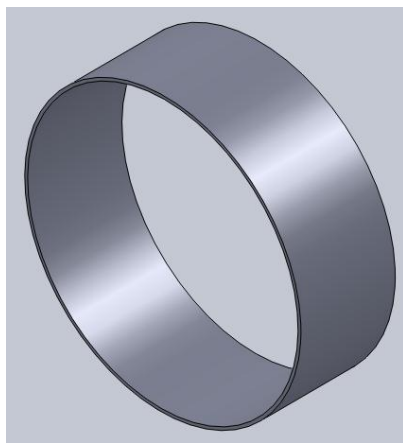
1. Proceso de construcción
2. Tiempo de funcionamiento del molino
3. Tamaño de los cuerpos moledores
4. Tipo de molienda (seca o húmeda)

$$e_b = 1/4"$$

Las dimensiones de esta plancha será similar a la dimensión de la chapa metálica, a diferencia del espesor y para obtener la longitud se resta el espesor de la tapa sencilla, la cual va en el interior del cilindro en uno de los lados, además se debe tener presente que el perímetro de las placas disminuye debido a que estas se encuentran en el interior del cilindro, por tanto, las dimensiones para la plancha es 1770x1210x6mm.

Por facilidad de construcción y montaje la plancha anterior se dividirá en 6 partes iguales, para las placas de blindaje.

Figura 53. Placa de blindaje 1770x200x6



Las placas de blindaje estarán sujetas al cuerpo cilíndrico mediante pernos, adicionalmente, para proteger a los pernos, se colocarán varillas de acero lisa de ½”, las mismas que ayudarán a producir el efecto de cascada a los cuerpos moledores.

Las placas serán reemplazadas una vez que estas hayan cumplido con su vida útil desmontándolas a través de la tapa tipo brida una por una.

4.2.3 Cálculo de la velocidad crítica de rotación (V_c). Para calcular la velocidad crítica de rotación empleamos la siguiente ecuación [7].

$$V_c = \frac{42,2}{\sqrt{D_i}} \quad (69)$$

Donde: V_c = velocidad crítica de rotación [rpm]

D_i = diámetro interior del recinto de molienda (chapa metálica) [m]

Entonces:
$$V_c = \frac{42,2}{\sqrt{Di}} = \frac{42,2}{\sqrt{0,5946 \text{ m}}} = 54,72 \text{ rpm}$$

4.2.4 Cálculo de la velocidad óptima de rotación ($V_{\text{ópt}}$). En el capítulo anterior se indicó que la velocidad óptima está entre el 65% y 90% de la velocidad crítica, tenemos [7].

$$V_{\text{ópt}} = 80\% V_c \quad (70)$$

Entonces: $V_{\text{ópt}} = 0.8 V_c = 0.8 (55.72 \text{ rpm}) = 44.57 \text{ rpm} \approx 45 \text{ rpm}$

4.2.5 Cálculo de la potencia exigida por el molino. Para un molino de bolas con el grado de llenado correcto y velocidad de rotación óptima, se puede determinar la potencia exigida mediante la fórmula empírica [7].

$$P = 12,5 G \quad (71)$$

Donde: P = Potencia necesaria, en [CV]

G = carga de cuerpo moledores, en [ton]

a. Cálculo del peso total del molino (G).

El peso total del molino G se resume en la siguiente tabla:

Tabla 20. Peso total del molino

Parte	Peso [lbs]
Carga de bolas al 30%	860
Carga de la fibra de vidrio	66
Placas de blindaje	251.37
Chapa metálica (cuerpo)	540
Tapa más brida	242.55
Varillas interiores	25.8
Bordes de la tapa de descarga	8.82
Peso total [G]	1994.54 (0.997 ton)

b. Diámetro interior del recinto de molienda (Dm).

De los cálculos anteriores se tiene que: $D_m = D_s = 59.46$ cm. Finalmente los valores calculados reemplazamos en la ec. 66, obteniendo:

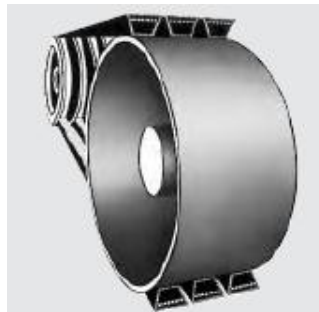
$$P = 12.5 \text{ G} = 12.5 (0.997 \text{ ton})$$

$$P = 12.5 \text{ CV} = 12.6 \text{ Hp}$$

Comercialmente no se dispone de motores de 12.6 Hp por lo que tomamos el de valor superior que es de 15Hp.

4.2.6 Sistema de transmisión. En este caso, el sistema de transmisión es de tipo especial debido a que la banda estará actuando sobre una polea acanalada y sobre una superficie lisa que es la del cilindro del molino.

Figura 54. Transmisión especial



Fuente: Optibelt, manual técnico para transmisiones, 2008

Selección del sistema de transmisión. Una vez calculada la potencia del motor y conocida las revoluciones a la cual debe girar el molino, se realiza una selección previa del sistema de transmisión.

Tabla 21. Datos para la selección

Datos:	
Potencia del motor	15 Hp
Velocidad del molino	45 rpm

Para un motor eléctrico de 15Hp con 1760 rpm, se seleccionó un motoreductor con una relación de transmisión de 31,4, obteniéndose una velocidad de salida en el reductor de 56 rpm, debido a que nuestro objetivo es reducir a una velocidad de 45 rpm, se elige una transmisión por bandas, con una nueva relación de transmisión de $i=1,244$.

Una vez seleccionado el motoreductor, y con la relación de transmisión de 1.244 se calcula el diámetro de la polea motriz (en el reductor), como sigue:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (72)$$

Donde:

- n_1 = velocidad de rotación de entrada [rpm]
- n_2 = velocidad de rotación de salida [rpm]
- d_1 = diámetro de la polea conductora [mm]
- d_2 = diámetro de la polea conducida [mm]
- i = relación de transmisión por bandas.

$$d_1 = \frac{d_2}{i}$$

$$d_1 = \frac{620 \text{ mm}}{1.244}$$

$$d_1 = 498.29 \text{ mm}$$

Con el valor de este diámetro, se realiza una selección previa para una polea con diámetro de 500mm. Para determinar los componentes de la transmisión se tienen los siguientes datos:

Tabla 22. Parámetros para el sistema de transmisión

Potencia nominal [P]	15 Hp (11.19 kW)
Velocidad de rotación (salida) [n_2]	45 rpm (calculado)
Diámetro de la polea conducida [d_2]	620 mm (calculado)
Relación de reducción [i]	31.4 (placa)
Diámetro de la polea conductora [d_1]	500 (selección previa)

Selección del tipo de banda. Como las revoluciones del molino son bajas, en los diagramas para la selección del tipo de banda, este valor no se puede ubicar y seleccionar en el diagrama, se buscan otras alternativas para la selección, siendo una de estas la sugerencia y experiencia del Ing. Ángel Cruz, donde recomienda que para esos valores de carga a mover y revoluciones se debe usar bandas tipo C.

Tabla 23. Datos para la selección.

Datos	Diámetro	Tipo
Polea	500 mm	C

Realizamos el cálculo para transmisiones especiales, debido a que se tiene en la parte motriz una polea, pero en la conducida se tiene una superficie cilíndrica plana.

Cálculo de la relación de transmisión (i). La relación de transmisión se define como el cociente entre la velocidad de rotación de entrada a la de salida o también entre el diámetro de la polea conducida para el diámetro de la polea conductora:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (73)$$

Donde: n_1 = velocidad de rotación de entrada [rpm]
 n_2 = velocidad de rotación de salida [rpm]

$$i = \frac{56 \text{ rpm}}{45 \text{ rpm}}$$

$$i = 1.244$$

• **Cálculo del factor de carga (C_2):**

Conocido también como factor de servicio, se lo encuentra tabulado, (ver anexo S).

$$C_2 = 1.3$$

- **Cálculo de la potencia de diseño (P_B):**

La potencia de diseño se calcula mediante la expresión:

$$P_B = C_2 \cdot P \quad (74)$$

Donde: P_B = potencia de diseño [kW]
 P = potencia de trabajo [kW]
 C_2 = factor de carga

Reemplazando los valores en la expresión anterior, se tiene:

$$P_B = 1.3 (11.19 \text{ kW})$$

$$P_B = 14.54 \text{ kW}$$

- **Cálculo de la potencia máxima transmitida por cada banda, (ver anexo T).**

$$P_N = 3.85 \text{ [kW]} \text{ (interpolación lineal)}$$

Ahora se calcula el número de bandas (Z) requeridas para la transmisión:

$$P_B = Z \cdot P_N$$

$$Z = \frac{P_B}{P_N} =$$

$$Z = \frac{14.54 \text{ kW}}{3.85 \text{ kW}}$$

$$Z = 3.77 \approx 4 \text{ bandas}$$

Este valor nos indica que se necesita una polea con 4 canales, pero comercialmente esta polea al momento de la construcción no estaba disponible, pero la siguiente alternativa disponible en ese momento era de una polea de 5 canales tipo C con un diámetro de 500mm que en conjunto, pueden transmitir hasta 25.8 Hp lo cual es superior a los 15 Hp.

$$25.8 [Hp] > 15 [Hp]$$

Por tanto, queda justificado el uso de la polea tipo C, con 5 canales y diámetro 500mm.

- **Cálculo aproximado de la distancia entre centros (a):**

Para el cálculo de la distancia entre centros se tiene un valor mínimo y un máximo, los cuales están expresados por medio de las siguientes expresiones [11].

$$a_{\min} > 0.7 [(d_2 - d_z) + d_1] \quad (75)$$

$$a_{\max} < 2 [(d_2 - d_z) + d_1] \quad (76)$$

Donde: d_z =factor de corrección para transmisiones especiales [mm]

- **Distancia mínima:**

$$d_z = 18 \text{ mm (ver anexo U)}$$

$$a_{\min} > 0.7 [(620 - 18) + 500]$$

$$a_{\min} > 771.4 \text{ mm}$$

- **Distancia máxima:**

$$a_{\max} < 2 [(620 - 18) + 500]$$

$$a_{\max} < 2204 \text{ mm}$$

La distancia aproximada entre centros es: $a = 771.4 \text{ mm}$

- **Cálculo aproximado de la longitud de la banda (Lc):**

Para determinar la longitud aproximada de la banda se usa la siguiente expresión:

$$L_c = 2a + 1.57 (d_2 + d_1 + d_z) + \frac{(d_2 + d_z - d_1)^2}{4a} \quad (77)$$

Donde: a = distancia aproximada entre centros [mm]
 d_z =factor de corrección para transmisiones especiales [mm]

$$L_c = 2 (771.4) + 1.57 (620 + 500 + 18) + \frac{(620 + 18 - 500)^2}{4(771.4)}$$

$$L_c = 3251.2 \text{ mm}$$

• **Selección de la longitud real de la banda (L^*):**

Usando $L_c=3251.2$ mm vamos a las tablas y seleccionamos L^* , (ver anexo V).

$$L^* = 3258 \text{ mm}$$

Finalmente se selecciona la banda tipo C126.

• **Cálculo de la distancia real entre centros (a^*):**

Para determinar la distancia real entre centros se usa la siguiente expresión:

$$a^* = a - \left(\frac{L_c - L^*}{2} \right) \quad (78)$$

Donde: a = distancia aproximada entre centros [mm]
 L_c = longitud aproximada de la banda [mm]
 L^* =longitud seleccionada de la banda [mm]

Reemplazamos los valores en la ecuación anterior, para obtener:

$$a^* = 771.4 - \left(\frac{3251.2 - 3258}{2} \right)$$

$$a^* = 771.4 - (-34)$$

$$a^* = 774.8 \text{ mm}$$

Para determinar el factor C_1 se usa la siguiente relación, con la cual se va a tablas:

$$\varepsilon = \frac{d_2 - d_1}{a} \quad (79)$$

Donde los términos ya han sido definidos anteriormente, entonces: $\varepsilon = 0.154$ (ver anexo W).

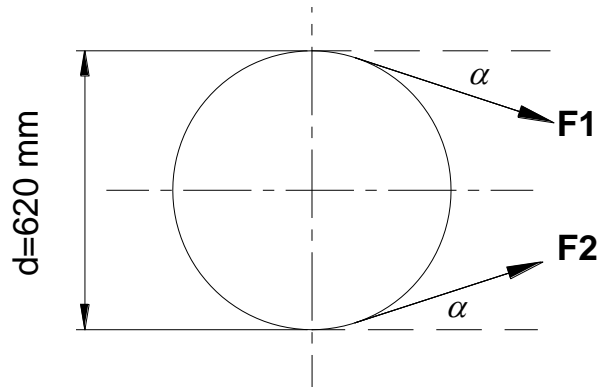
$$C_1 = 0.77$$

$$\beta = 170^\circ$$

4.2.7 Cálculo de las tensiones en las bandas

Se procederá a determinar las fuerzas que se generan en las bandas, las mismas que se usarán posteriormente en el diseño del eje principal.

Figura 55. Análisis de fuerzas generadas en las bandas



Debe tenerse presente que en una polea siempre existe un lado tenso F_2 y un lado flojo F_1 dependiendo del sentido de movimiento de la polea conductora.

Para determinar las fuerzas anteriores se empieza hallando primero el valor de la fuerza resultante de las bandas, la misma que esta expresada mediante la expresión siguiente:

$$T_R = Z \cdot T \quad (80)$$

Donde: T_R = fuerza resultante de las bandas [N]

Z = número de bandas

T =fuerza resultante individual [N]

Para determinar el valor de T usamos la siguiente expresión [11].

$$T = \frac{500 (2.25 - C_1) \cdot P_B}{C_1 \cdot Z \cdot v} + k \cdot v^2 \quad (81)$$

Donde: C_1 = factor de corrección para el arco de contacto de la banda

P_B = potencia de diseño [kW]

Z =número de bandas

v =velocidad lineal de la banda [m/seg]

k = Constante para el cálculo de la fuerza centrífuga.

a. Cálculo de la velocidad lineal de la banda:

$$v = \frac{d_2 \cdot n_2}{19100} \quad [m/seg] \quad (82)$$
$$v = \frac{(620 \text{ mm}) \cdot (45 \text{ rpm})}{19100}$$
$$v = 1.46 \text{ m/seg}$$

Para el correcto funcionamiento de la banda, la velocidad máxima de la misma no debe exceder de 42 m/seg [11].

b. El valor de $k=0.37$ (ver anexo X)

Conocidos los demás parámetros, se halla el valor de T :

$$T = \frac{500 (2.25 - 0.77) \cdot (14.54 \text{ kW})}{(5) (0.77) (1.46 \text{ m/seg})} + 0.37 (1.46 \text{ m/seg})^2$$

$$T = 1915.88 [N]$$

$$T = 195.49 [kg]$$

El valor de la fuerza resultante entre el lado tenso y flojo de las bandas es:

$$T_R = 5. (195.49 \text{ kg})$$

$$T_R = 997.45 \text{ kg}$$

Adicionalmente, la fuerza resultante calculada en la parte anterior, debe relacionar al lado tenso y al lado flojo de la transmisión, a través de la relación siguiente:

$$T_R = F_1 - F_2 \quad (83)$$

Por otro lado, el lado tenso y el lado flojo se relacionan mediante la expresión:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \beta} \quad (84)$$

Donde: f = factor de contacto entre la banda y la polea

β = ángulo de contacto entre la banda y la polea

c. Cálculo del factor de contacto (f)

$$f = 0.22 + 0.0212 v \quad (85)$$

Donde: v = velocidad lineal de la banda [m/seg]

El valor de la velocidad de la banda fue determinado anteriormente, por tanto, se calcula el valor de f .

$$f = 0.22 + 0.0212 (1.46)$$

$$f = 0.25$$

El valor de β debe ser transformado a radianes, entonces:

$$\beta = 170^\circ = 2.96 \text{ rad}$$

Calculados los valores de f y β , reemplazamos en la ec. (81):

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(0.25) \cdot (2.96)} = 2.09$$

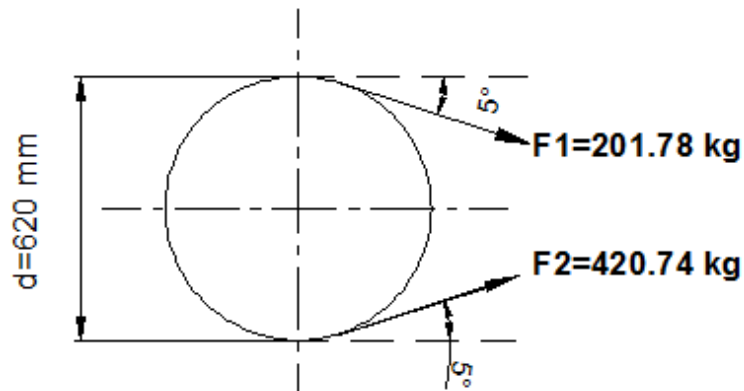
Expresamos la fuerza F_1 en función de F_2 , y la reemplazamos en la ec. (76), obteniendo los valores respectivos:

$$F_1 = 201.78 \text{ kg}$$

$$F_2 = 421.74 \text{ kg}$$

A continuación se muestra el diagrama de fuerzas debido a las bandas:

Figura 56. Fuerzas generadas en las bandas



El valor de 5° se obtiene de la geometría elemental.

4.2.8 Diseño del eje

a. Diseño de los ejes del tambor.

El tambor dispondrá de dos ejes empotrados a los costados, los cuales se apoyaran en dos chumaceras, lo que permitirá que el tambor rote consecuentemente.

Por tal motivo dicho eje estará soportando esfuerzos dinámicos de flexión, corte y torsión provocados por las cargas descritas en el siguiente diagrama de equilibrio:

Figura 57. Condiciones de equilibrio del eje/tambor en el plano XY

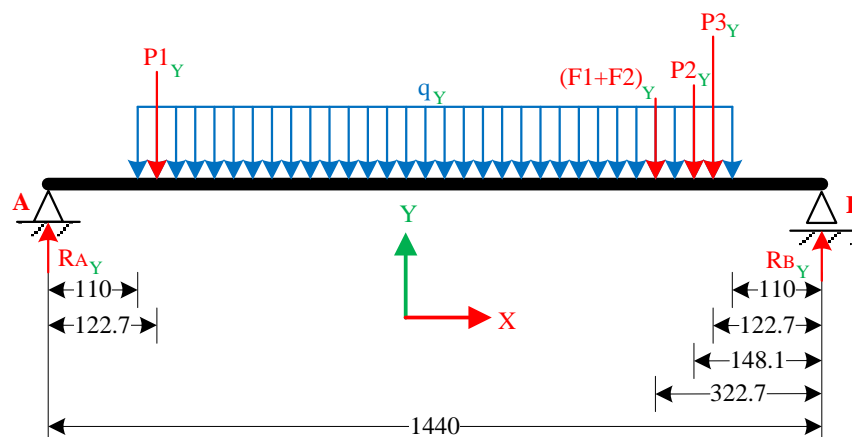


Figura 58. Condiciones de equilibrio del eje/tambor en el plano YZ

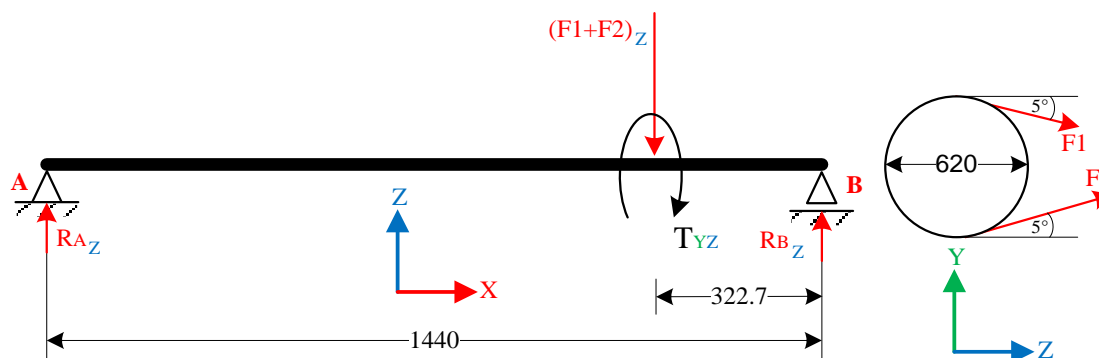


Tabla 24. Cargas en el molino

Nº	Tipo de carga	Magnitud
P1 _Y	Placa 1	27.52 kgf
P2 _Y	Placa 2	15.03 kgf
P3 _Y	Placa 3	44.94 kgf
(F ₁ +F ₂) _Z	Banda	2761.14 kgf
(F ₁ +F ₂) _Y	Banda	241.57 kgf
q _{Ymax}	Cilindro+Material+Bolas	0.75 kgf/mm
q _{Ymin}	Cilindro+Material-Bolas	0.35 kgf/mm
T _{YZ}	Banda	301936.9 kgf.mm

El eje en régimen de reposo, soportara las cargas P1_Y, P2_Y, P3_Y, q_{Ymax}, pero a medida que el molino va rotando, las bolas estarán flotando en un instante en el tambor, cayendo sobre el material a triturar, por lo que se puede decir que en ese instante idealmente no intervendrán la carga de las bolas (q_{Ymin}) y a su vez se incorporaran a las

fuerzas $(F_1+F_2)_Y$, $(F_1+F_2)_Z$, y el torque T_{YZ} , quedando una fluctuación de esfuerzos como se tiene a continuación

Figura 59. Fluctuación de los esfuerzos del eje/tambor plano XY

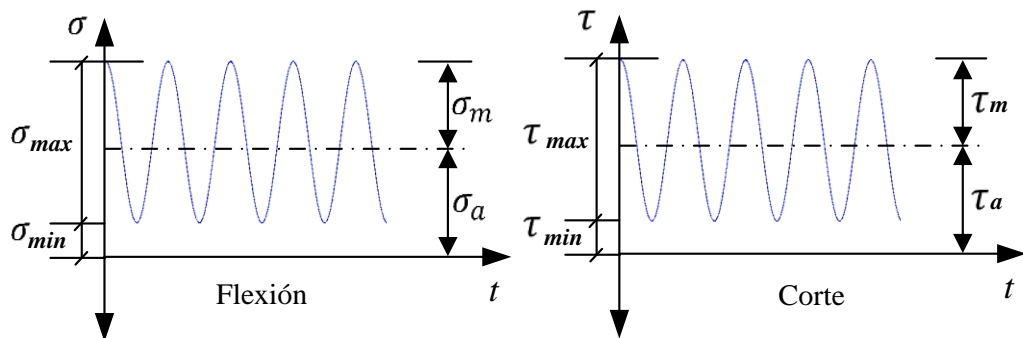


Figura 60. Fluctuación de los esfuerzos del eje/tambor plano XZ

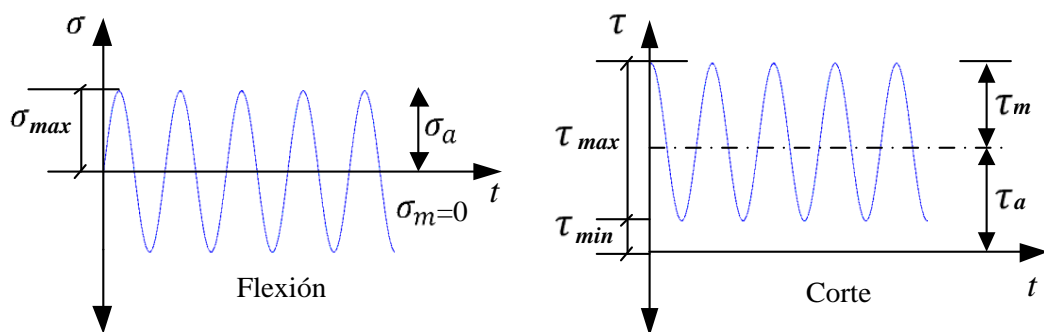
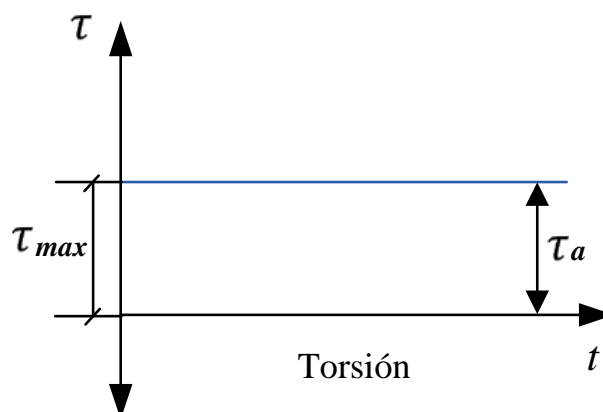


Figura 61. Fluctuación de los esfuerzos del eje/tambor plano YZ



El diseño se lo realizará en donde cambia de sección el tambor como una viga con dos apoyos. De las condiciones de equilibrio de la figura anterior se obtiene:

Tabla 25. Reacciones en el cilindro

Instante 1	RA _Y =	488.05 kg	V _Y =	514.44 kg
	RB _Y =	514.44 kg	Mf _Y =	56588.39 kg.mm
	RA _Z =	618.76 kg	V _Z =	2142.38 kg
	RB _Z =	2142.38 kg	Mf _Z =	235661.38 kg.mm
Instante 2	RA _Y =	298.19 kg	V _Y =	457.87 kg
	RB _Y =	457.87 kg	Mf _Y =	50366.22 kg.mm
	RA _Z =	618.76 kg	V _Z =	2142.38 kg
	RB _Z =	2142.38 kg	Mf _Z =	235661.38 kg.mm

- **Análisis a flexión:**

$$\sigma_f = \frac{M_f * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}} \quad (86)$$

Reemplazando los valores de la tabla anterior tenemos:

$$\sigma_{fmax(XY)} = \frac{56588.39 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{32 * 56588.39}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{fmin(XY)} = \frac{50366.22 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * (d^4 - (0.1d)^4)}{64}} = \frac{32 * 50366.22}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{fmax(XZ)} = \frac{235661.38 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}} = \frac{32 * 235661.38}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{fmin(XZ)} = \frac{-235661.38 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * (d^4 - (0.1d)^4)}{64}} = -\frac{32 * 235661.38}{\pi * d^3}$$

- **Análisis a corte:**

$$\tau_c = \frac{V}{A} \quad (87)$$

$$\tau_{cmax(XY)} = \frac{514.44}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4 * 514.44}{\pi * d^2}$$

$$\tau_{cmin(XY)} = \frac{514.44}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4 * 457.87}{\pi * d^2}$$

$$\tau_{cmax(XZ)} = \frac{2142.38}{\frac{\pi * d^2}{4}} = \frac{4 * 2142.38}{\pi * d^2}$$

$$\tau_{cmin(XZ)} = \frac{-2142.38}{\frac{\pi * d^2}{4}} = -\frac{4 * 2142.38}{\pi * d^2}$$

- **Análisis a torsión:**

$$\tau_T = \frac{16T}{\pi * d^3} \quad (88)$$

$$\tau_T = \frac{16 * 301936.9}{\pi * d^3}$$

Según la teoría de la energía de distorsión (TED) de Von Mises H.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa} + \sigma_{aa})^2 + 3(\tau_{Ta} + \tau_{ca})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{am})^2 + 3(\tau_{Tm} + \tau_{cm})^2}$$

Los esfuerzos σ_m , τ_m , σ_a y τ_a son:

$$\sigma_{fm(XY)} = \frac{\frac{32 * 56588.39}{\pi * d^3} + \frac{32 * 50366.22}{\pi * d^3}}{2} = \frac{16 * 106954.61}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_{fa(XY)} = \frac{\frac{32 * 56588.39}{\pi * d^3} - \frac{32 * 50366.22}{\pi * d^3}}{2} = \frac{16 * 6222.17}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{cm(XY)} = \frac{\frac{4 * 514.44}{\pi * d^2} + \frac{4 * 457.87}{\pi * d^2}}{2} = \frac{2 * 972.31}{\pi * d^2}$$

$$\tau_{ca(XY)} = \frac{\frac{4 * 514.44}{\pi * d^2} - \frac{4 * 457.87}{\pi * d^2}}{2} = \frac{2 * 56.57}{\pi * d^2}$$

$$\sigma_{fm(XZ)} = 0$$

$$\sigma_{fa(XZ)} = \frac{32 * 235661.38}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{Tm(YZ)} = \frac{16 * 301936.9}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{Ta(YZ)} = 0$$

$$\sigma_m = \frac{16 * 106954.61}{\pi * d^3}$$

$$\sigma_a = \left[\left(\frac{16 * 6222.17}{\pi * d^3} \right)^2 + \left(\frac{32 * 235661.38}{\pi * d^3} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\left(\frac{16 * 6222.17}{\pi * d^3} \right)^2 + \left(\frac{32 * 235661.38}{\pi * d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{2 * 56.57}{\pi * d^2} \right)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\left(\frac{16 * 106954.61}{\pi * d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * 301936.9}{\pi * d^3} + \frac{2 * 972.31}{\pi * d^2} \right)^2}$$

- **Límite de fatiga:**

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_g * K_e * S_e'$$

Se asume un diámetro tentativo de 100 mm para los siguientes cálculos:

$K_a = 0.73$ Para laminado en caliente.

$$K_b = 1.189 * d^{-0.097} = 1.189 * 100^{-0.097} = 0.76$$

$K_c = 0.82$ Para una confiabilidad del 99%

$$K_d = 1$$

$$K_g = 1$$

$$K_e = 1$$

Para un acero AISI 1020 se tiene:

$$S_{ut} = 45 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}; S_y = 37.97 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$S_e' = 0.5 S_{ut} = 0.5 * 45 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} = 22.5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

Por lo tanto el límite de fatiga será:

$$S_e = 0.73 * 0.76 * 0.82 * 1 * 1 * 1 * 22.5 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$S_e = 10.23 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

De la aplicación del criterio lineal de Soderberg y con un coeficiente de seguridad de $n=3$ se tiene:

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\sqrt{\left(\frac{16*6222.17}{\pi*d^3}\right)^2 + \left(\frac{32*235661.38}{\pi*d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{2*56.57}{\pi*d^2}\right)^2}}{10.23} + \frac{\sqrt{\left(\frac{16*106954.61}{\pi*d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16*301936.9}{\pi*d^3} + \frac{2*972.31}{\pi*d^2}\right)^2}}{37.97} = \frac{1}{3}$$

Se obtiene un diámetro $d = 98.04$ mm. Por lo tanto se selecciona un eje AISI 1020 de 100mm de diámetro comercial.

4.2.9 Verificación del espesor del cilindro. La verificación del diámetro 620 mm y espesor 12.7 mm del tambor se lo realizará en donde están ubicadas las bandas de la transmisión que es el lugar donde existe mayor carga como una viga con dos apoyos.

Tabla 26. Cargas en el cilindro generadas por las bandas

Instante 1	$RA_Y =$	488.05 kg	$Mf_Y =$	137432 .03kg.mm
	$RB_Y =$	514.44 kg		
	$RA_Z =$	618.76 kg	$Mf_Z =$	445509.94 kg.mm
	$RB_Z =$	2142.38 kg		
Instante 2	$RA_Y =$	298.19 kg	$Mf_Y =$	67741,48 kg.mm
	$RB_Y =$	457.87 kg		
	$RA_Z =$	618.76 kg	$Mf_Z =$	445509.94 kg.mm
	$RB_Z =$	2142.38 kg		

• **Análisis a flexión:**

$$\sigma_f = \frac{M_f * \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64}(d^4 - d_i^4)}$$

Donde los términos para el esfuerzo por flexión fueron definidos.

Reemplazando los valores de la tabla, tenemos:

$$\sigma_{fmax(XY)} = \frac{137432 .03 * \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64}(d^4 - d_i^4)} = \frac{32 * 137432 .039 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}$$

$$\sigma_{fmin(XY)} = \frac{67741.48 \text{ kg. mm} * \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64}(d^4 - d_i^4)} = \frac{32 * 67741.48 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}$$

$$\sigma_{fmax(XZ)} = \frac{445509.94 \text{ kg. mm} * \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64}(d^4 - d_i^4)} = \frac{32 * 445509.94 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}$$

$$\sigma_{fmin(XZ)} = \frac{-445509.94 \text{ kg. mm} * \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64}(d^4 - di^4)} = -\frac{32 * 445509.94 * 620}{\pi(620^4 - 594.6^4)}$$

- **Análisis a torsión:**

$$\tau_T = \frac{16T * d}{\pi(d^4 - di^4)}$$

$$\tau_T = \frac{16 * 301936.9 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}$$

Según la teoría de la energía de distorsión (TED) de Von Mises H.

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{(\sigma_{fa} + \sigma_{aa})^2 + 3(\tau_{Ta} + \tau_{ca})^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{am})^2 + 3(\tau_{Tm} + \tau_{cm})^2}$$

Los esfuerzos σ_m , τ_m , σ_a y τ_a para este caso son:

$$\sigma_{fm(XY)} = \frac{\frac{32 * 137432.039 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)} + \frac{32 * 67741.48 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}}{2} = \frac{16 * 205173.519 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{fa(XY)} &= \frac{\frac{32 * 137432.039 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)} - \frac{32 * 67741.48 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}}{2} \\ &= \frac{16 * 69690.559 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)} \end{aligned}$$

$$\sigma_{fm(XZ)} = 0$$

$$\sigma_{fa(XZ)} = \frac{32 * 445509.94 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}$$

$$\tau_{Tm(YZ)} = \frac{16 * 301936.9 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}$$

$$\tau_{Ta(YZ)} = 0$$

$$\sigma_{fm} = \frac{16 * 205173.519 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}$$

$$\sigma_{fa} = \left[\left(\frac{16 * 69690.559 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)} \right)^2 + \left(\frac{32 * 445509.94 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\left(\frac{16 * 69690.559 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)} \right)^2 + \left(\frac{32 * 445509.94 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)} \right)^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\left(\frac{16 * 205173.519 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)} \right)^2 + 3 \left(\frac{16 * 301936.9 * 594.6 * 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)} \right)^2}$$

- **Límite de fatiga:**

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Kg * Ke * Se'$$

$Ka = 0.73$ Para laminado en caliente.

$$Kb = 1.189 * d^{-0.097} = 1.189 * 620^{-0.097} = 0.64$$

$Kc = 0.82$ Para una confiabilidad del 99%

$$Kd = 1$$

$$Kg = 1$$

$$Ke = 1$$

Para un acero ASTM A36 se tiene:

$$Sut = 50.89 \frac{kg}{mm^2}; \quad Sy = 25.31 \frac{kg}{mm^2}$$

$$Se' = 0.5 Sut = 0.5 * 50.89 \frac{kg}{mm^2} = 25.45 \frac{kg}{mm^2}$$

Por lo tanto el límite de fatiga será:

$$Se = 0.73 * 0.64 * 0.82 * 1 * 1 * 1 * 25.45 \frac{kg}{mm^2}$$

$$Se = 9.75 \frac{kg}{mm^2}$$

De la aplicación del criterio lineal de Soderberg y con un coeficiente de seguridad de $n=3$ se tiene:

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\sqrt{\left(\frac{16 \cdot 69690.559 \cdot 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}\right)^2 + \left(\frac{32 \cdot 445509.94 \cdot 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}\right)^2 + 3(0)^2}}{9.75} + \frac{\sqrt{\left(\frac{16 \cdot 205173.519 \cdot 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}\right)^2 + 3\left(\frac{16 \cdot 301936.9 \cdot 594.6 \cdot 620}{\pi(620^4 - 607.3^4)}\right)^2}}{25.31} = \frac{1}{n}$$

Se obtiene un coeficiente de seguridad $n= 2,67$, por lo tanto el tambor resiste a los esfuerzos provocados por las cargas con el espesor de 12,7 mm.

4.2.10 Selección de rodamientos. Como en el punto B se tienen las cargas más críticas, se procede a seleccionar el rodamiento para dicho punto, teniendo presente que el rodamiento seleccionado servirá también para el punto A.

Se presenta a continuación los valores obtenidos para la selección:

Tabla 27. Datos para la selección.

Diámetro del eje =100 mm
Velocidad de rotación del eje = 45 rpm
$R_{BY} = 514,44 \text{ kg}$
$R_{BZ} = 2142,38 \text{ kg}$
Resultante en B:
$R_B = 2203,27 \text{ kg} = 21,59 \text{ kN}$

a. Cálculo de la carga equivalente estática:

$$P_o = 2,7 \cdot F_R + F_a \quad (89)$$

Donde: P_o = Carga equivalente estática [kN]

X_o = Factor radial

F_R = Carga radial [kN]

Y_o = Factor axial

F_a = Carga axial [kN]

El diagrama de cuerpo libre muestra que no existen fuerzas en el eje x, es decir, el valor de fuerza axial $F_a=0$:

$$P_o = 2,7 \cdot F_R = (2,7) (21,59 \text{ kN}) = 58,29 \text{ kN}$$

b. Cálculo de la carga equivalente dinámica:

$$P = 1,2 \cdot F_R + F_a \quad (90)$$

Se realiza el análisis anterior del cual se tiene , $F_a=0$

$$P = 1,2 F_R = (1,2) (21,59 \text{ kN}) = 25,91 \text{ kN}$$

c. Selección del rodamiento:

Con el diámetro de 100mm se va al catálogo de SKF y seleccionamos un rodamiento axial oscilante de rodillos cuya denominación es 24020 CC/W33 (ver anexo Y), obteniendo los siguientes valores:

Tabla 28. Valores obtenidos desde el catálogo de SKF

d	D	Co	C	Pu
[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[kN]
100	150	415	285	45,5

d. Cálculo de la vida nominal (L_{10}):

$$L_{10} = \left(\frac{C_{tabulado}}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (91)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C_{\text{tabulado}}}{P} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{285 \text{ kN}}{25,91 \text{ kN}} \right)^{\frac{10}{3}} = 2959,77$$

e. Cálculo de la vida nominal ajustada (L_{na}):

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10} \quad (92)$$

Para una confiabilidad del 95%, el valor de $a_1 = 0,62$ (ver anexo Z). Para determinar el valor de a_{23} se debe primeramente evaluar la relación d_m :

$$d_m = \frac{d + D}{2} \quad (93)$$

Donde: d_m = diámetro medio [mm]

d = diámetro del eje [mm]

D = diámetro del catálogo [mm]

$$d_m = \frac{d + D}{2} = \frac{100 + 150}{2}$$

$$d_m = 125 \text{ mm}$$

La temperatura de trabajo máxima del rodamiento es $T=40^\circ\text{C}$ según SKF la viscosidad cinemática requerida es $\gamma_1 = 200 \text{ mm}^2/\text{seg}$ (ver anexo AA), con esta se elige la clase de viscosidad ISO VG 220 (ver anexo AB), la misma que se usará para encontrar $\gamma = 210 \text{ mm}^2/\text{seg}$ (ver anexo AC).

A continuación se determina la relación entre las viscosidades anteriores k :

$$k = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \quad (94)$$

$$k = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{210 \text{ mm}^2 / \text{seg}}{200 \text{ mm}^2 / \text{seg}} = 1,05$$

El valor de $a_{23} = 1,1$ (ver anexo AD)

Conocidos todos los valores, se determina la vida nominal ajustada:

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_{10} = (0,62) (1,1) (2959,77) = 2018,56$$

f. Cálculo de la vida nominal ajustada SKF (L_{SKF}):

$$L_{SKF} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} \quad (95)$$

Para una confiabilidad del 95%, el valor de $a_1 = 0,62$. Para conocer el valor de a_{SKF} se debe primeramente evaluar el valor h_c que varía en función al grado de contaminación, además se debe determinar la siguiente relación:

$$r = \frac{h_c \cdot Pu}{P} \quad (96)$$

$$r = \frac{h_c \cdot Pu}{P} = \frac{(0,1) \cdot (45,5 \text{ kN})}{25,91 \text{ kN}} = 0,15$$

Determinado los valores de r y k , el valor de $a_{SKF} = 0,3$ (ver anexo AE).

$$L_{SKF} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10} = (0,62) (0,3) (2959,77) = 550,5$$

El valor anterior lo transformamos a horas:

$$L_{SKF \text{ horas}} = \frac{1000000 L_{SKF}}{60 n}$$

$$L_{SKF \text{ horas}} = \frac{1000000 (550,5)}{60 (45 \text{ rpm})}$$

$$L_{SKF \text{ horas}} = 203888,88 \text{ horas}$$

$$L_{SKF \text{ años}} = 23,7 \text{ años}$$

El valor anterior nos indica que el rodamiento debe ser cambiado a los 24 años.

g. Verificación del rodamiento en función de la capacidad de carga requerida.

• **Capacidad de carga estática C_o :**

$$f_s = \frac{C_{o \text{ requerido}}}{P_{o \text{ calculado}}} \quad (97)$$

$f_s = 2,5$ (ver anexo AF) para exigencias elevadas

$$C_{o \text{ requerido}} = f_s \cdot P_{o \text{ calculado}} = (2,5) (58,29 \text{ kN}) = 145,72 \text{ kN}$$

$$C_{o \text{ requerido}} < C_{o \text{ tabulado}}$$

$$145,72 \text{ kN} < 415 \text{ kN}$$

Se comprueba que el rodamiento a carga estática resiste.

• **Capacidad de carga dinámica C :**

$$C_{\text{requerida}} = \frac{f_L \cdot P_{\text{calculada}}}{f_n} \quad (98)$$

Con $L_{SKF} = 203888,88$ horas se tiene $f_L = 6,03$ (ver anexo AG). Con $\omega = 45$ rpm se tiene $f_n = 0,914$ (interpolación lineal) (ver anexo AH). Reemplazamos los valores correspondientes, para obtener:

$$C_{\text{requerida}} = \frac{f_L \cdot P_{\text{calculada}}}{f_n} = \frac{(6,03) (25,91 \text{ kN})}{0,914} = 170,93 \text{ kN}$$

$$C_{\text{requerida}} < C_{\text{tabulada}}$$

$$170,93 \text{ kN} < 285 \text{ kN}$$

Se comprueba que el rodamiento a carga dinámica resiste, por tanto, la selección es correcta.

h. Verificación de la cajera (soporte).

Con el diámetro $d = 100 \text{ mm}$ y el tipo de rodamiento seleccionamos el soporte tipo SNL 522-619 (ver anexo AI). Una vez seleccionado la cajera se tiene los siguientes datos de cargas de rotura. (Ver anexo AI).

Tabla 29. Cargas de rotura.

Cargas de rotura	Soporte KN
P_0°	600
P_{55}°	680
P_{90}°	410
P_{120}°	310
P_{150}°	275
P_{180}°	340
P_a	220

Se calcula el ángulo formado por las reacciones en el punto B.

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{R_{By}}{R_{Bz}}$$

Donde: R_{By} = Reacción en el eje y.

R_{Bz} = Reacción en el eje z.

$$\begin{aligned}\operatorname{tg} \theta &= \frac{R_{By}}{R_{Bz}} \\ \operatorname{tg} \theta &= \frac{514,44 \text{ kg}}{2142,3 \text{ kg}} = 0,24\end{aligned}$$

Entonces: $\Phi = 13,25^\circ$.

Con $P = 58,29 \text{ kN}$ y el ángulo $\alpha = 90^\circ + 13,25^\circ = 103,25^\circ$ se determina (ver anexo AI)
 $P_{103,25^\circ} = 365,75 \text{ kN}$ (interpolación lineal).

Con este valor se comprueba que:

$$P < P_{103,25^\circ}$$

$$58,29 \text{ kN} < 365,75 \text{ kN}$$

Comparando los valores anteriores, se verifica que la cajera resiste.

4.2.11 Verificación de la chaveta y chavetero en la polea motriz.

- **Análisis de la chaveta a corte.**

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{corte}}} \leq [\tau_{\text{adm}}] \quad (99)$$

La fuerza F_{2Z} es la componente de la fuerza generada en la banda $F_2 = 420,79 \text{ kg} \angle 5^\circ$, entonces el valor de F será el mismo de F_{2Z} .

$$F = F_{2Z} = F_2 \cdot \cos 5^\circ = 419,14 \text{ kg} = 924,20 \text{ lb}$$

El material para las chavetas es A36, por tanto se tiene: $S_y = 36 \text{ kpsi}$

$$[\tau_{\text{adm}}] = 0,5 S_y = 0,5 (36 \text{ kpsi}) = 18 \text{ kpsi}$$

Como el eje del motor ya tiene el chavetero, se conocen las dimensiones del área. El área de corte es $20\text{mm} \times 103\text{mm} = 3,19 \text{ plg}^2$. Reemplazando los valores anteriores en la ec. 95, se tiene:

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{corte}}} \leq [\tau_{\text{adm}}]$$

$$\tau = \frac{924,20 \text{ lb}}{3,19 \text{ plg}^2}$$

$$0,29 \text{ kpsi} \leq 18 \text{ kpsi}$$

La chaveta de dimensiones 12x20x103 mm resiste a corte.

- **Análisis de la chaveta a aplastamiento.**

Como la chaveta es de acero $S_y=36$ kpsi, entonces:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}} \leq [\sigma_{aplast}] \quad (100)$$

$$[\sigma_{aplast}] = 0,9 S_y = 0,9 (36 \text{ kpsi}) = 32,40 \text{ kpsi}$$

El área de aplastamiento es $6 \times 103 \text{ mm} = 0,96 \text{ plg}^2$:

$$\sigma_{aplast} = \frac{F}{A_{aplast}}$$

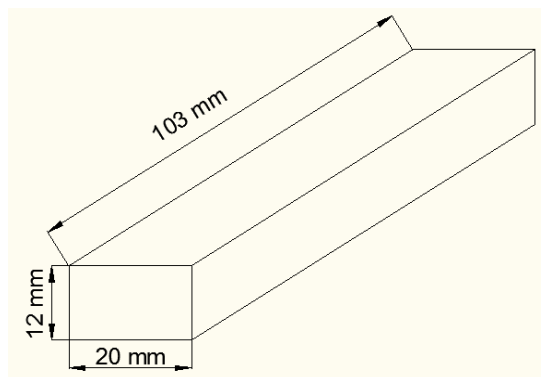
$$\sigma_{aplast} = \frac{924,20 \text{ lb}}{0,96 \text{ plg}^2} = 964,82 \text{ psi}$$

$$\sigma_{aplast} = 0,96 \text{ kpsi}$$

$$0,96 \text{ kpsi} \leq 32,40 \text{ kpsi}$$

La chaveta de dimensiones $12 \times 20 \times 103 \text{ mm}$ resiste a aplastamiento.

Figura 62. Dimensiones de la chaveta de la polea motriz.



En conclusión; con las dimensiones anteriores no falla la chaveta ni el chavetero.

- **Cálculo del coeficiente de seguridad para la chaveta.**

$$\frac{S_{S_y}}{n} = \frac{F}{A_{plast}} \quad (101)$$

$$S_{S_y} = 0,577 S_y = 0,577 (36 \text{ kpsi}) = 20,77 \text{ kpsi}$$

$$n = \frac{S_{S_y} \cdot A_{plast}}{F} = \frac{(20772 \text{ lb} / \text{plg}^2) (0,96 \text{ plg}^2)}{924,20 \text{ lb}} = 21,58$$

$$n = 21,58$$

4.2.12 Análisis de los pernos de la tapa tipo brida. El software a ser usado para el análisis de los pernos es SolidWorks. Se dispone de 16 pernos de 1"x 1/2" distribuidos en forma circunferencial, entonces se calculará el coeficiente de seguridad para los pernos:

$$n = \frac{A_{corte} \cdot S_y - F_i}{C \cdot P_N} \quad (102)$$

Valores para pernos SA 193 Gr.B (0.25 a 0.75 plg de diámetro exterior):

$$S_{ut} = 74000 \text{ psi}$$

$$S_p = 55000 \text{ psi}$$

$$S_y = 57000 \text{ psi}$$

$$A_{corte} = 0,1419 \text{ plg}^2$$

$$C = \frac{kb}{kb + km}$$

$$kb = \frac{A \cdot E_{junta}}{l} = \frac{(0,1416 \text{ plg}^2) (30,45 \times 10^6 \text{ psi})}{1 \text{ plg}}$$

$$kb = 4,31 \times 10^6 \text{ lb} / \text{plg}$$

$$km = \frac{\pi \cdot d \cdot E}{2 \cdot \ln \left[\frac{5 (1 + 0,5 d)}{l + 2,5 d} \right]} = \frac{\pi \cdot (0,5 \text{ plg}) (30,45 \times 10^6 \text{ psi})}{2 \cdot \ln \left[\frac{5 (1 + 0,5 \times 0,5)}{1 + 2,5 \times 0,5} \right]}$$

$$km = 23,45 \times 10^6 \text{ lb} / \text{plg}$$

El valor de C es igual a 0.16

$$F_i = 0.65 F_p$$

$$F_p = A_{corte} \cdot S_p$$

$$F_p = (0.1419 \text{ plg}^2) (55000 \text{ psi})$$

$$F_p = 7804,5 \text{ lb}$$

$$F_i = 0.65 (7804,5 \text{ lb}) = 5072,9 \text{ lb}$$

$$P = 0.80 S_{ut} \cdot A_{corte}$$

$$P = 0.80 (74000 \text{ psi}) (0.1419 \text{ plg}^2)$$

$$P = 8400,5 \text{ lbf}$$

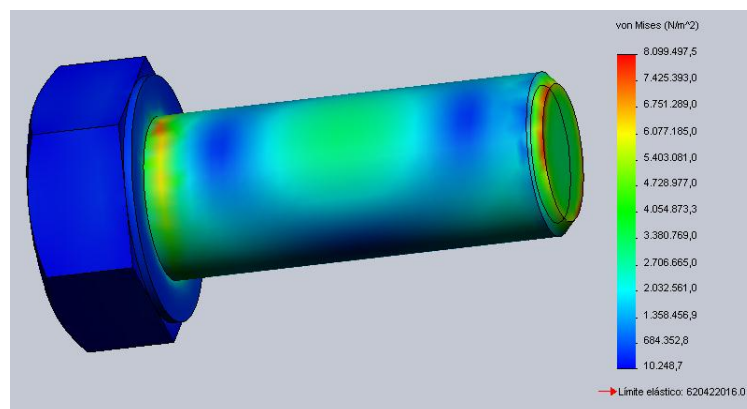
$$P_N = \frac{P}{16} = 525,03 \text{ lb}$$

$$n = \frac{A_{corte} \cdot S_y - F_i}{C \cdot P} = \frac{(0.1419 \text{ plg}^2) (57000 \text{ psi}) - 5072,9 \text{ lb}}{(0.16) (8400,5 \text{ lb})}$$

$$n = 2,24$$

El coeficiente de seguridad muestra que los 16 pernos de ½” soportan las cargas aplicadas sobre los mismos.

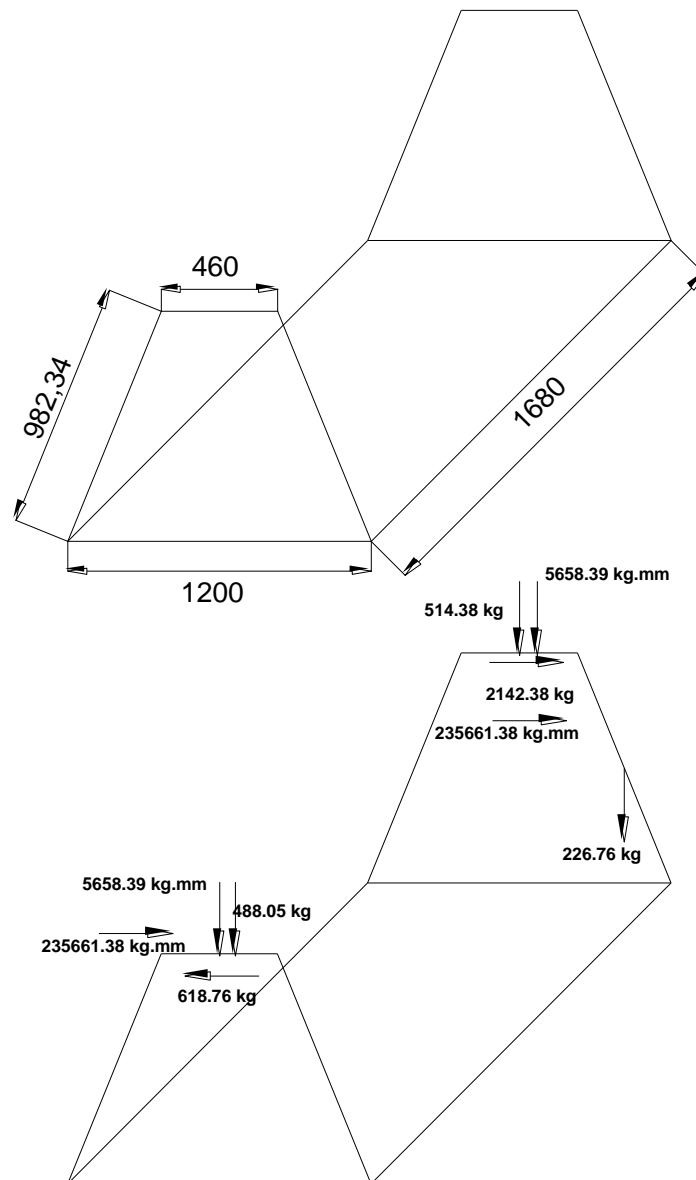
Figura 63. Estado de tensiones del perno.



4.2.13 Análisis estructural

En la figura siguiente se indican las dimensiones y cargas aplicadas en la estructura para el molino de bolas.

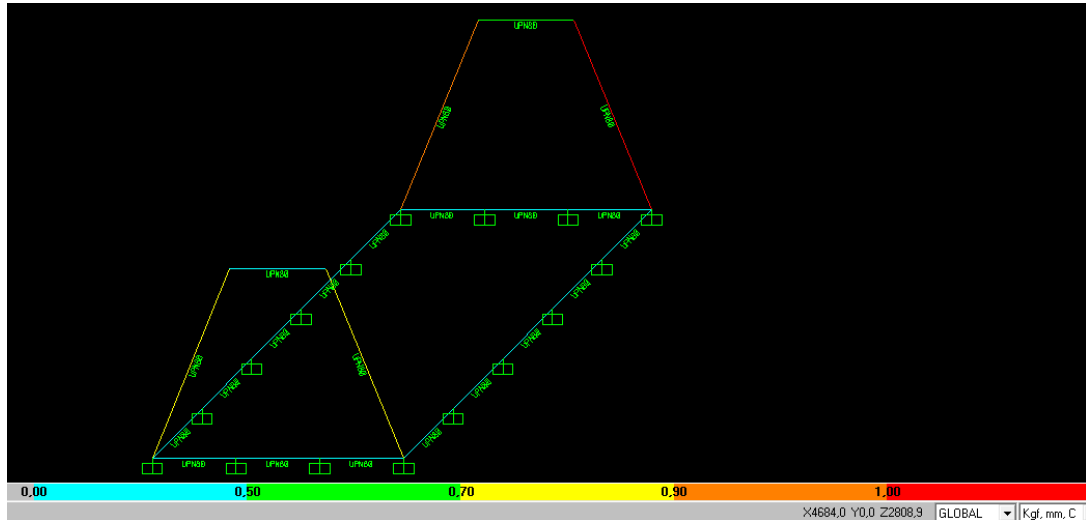
Figura 64. Dimensiones y cargas aplicadas en la estructura en kg y mm



Se usará un perfil tipo UPN canal C por facilidad de construcción y aplicación para toda la estructura, cuyo análisis será realizado en el software SAP 2000.

- **Análisis para un perfil UPN80:**

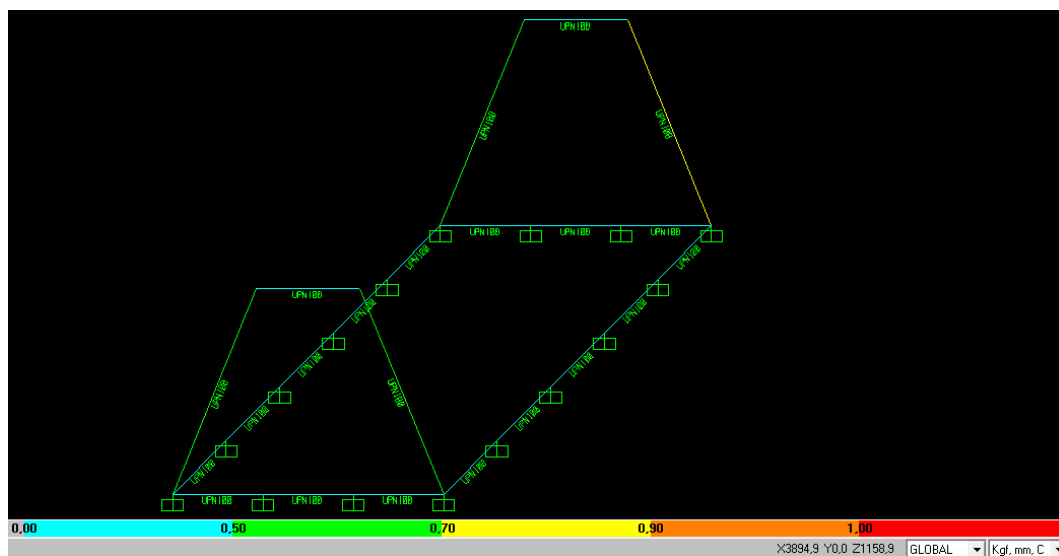
Figura 65. Análisis de la estructura con perfil UPN80.



El código de colores de SAP2000 muestra que dos elementos de la estructura con el perfil UPN80 no resisten a las cargas aplicadas en la misma (zona roja), por tanto el perfil no es el adecuado, por tanto se elige el perfil próximo UPN100.

- **Análisis para el perfil UPN 100:**

Figura 66. Análisis de la estructura con perfil UPN 100.

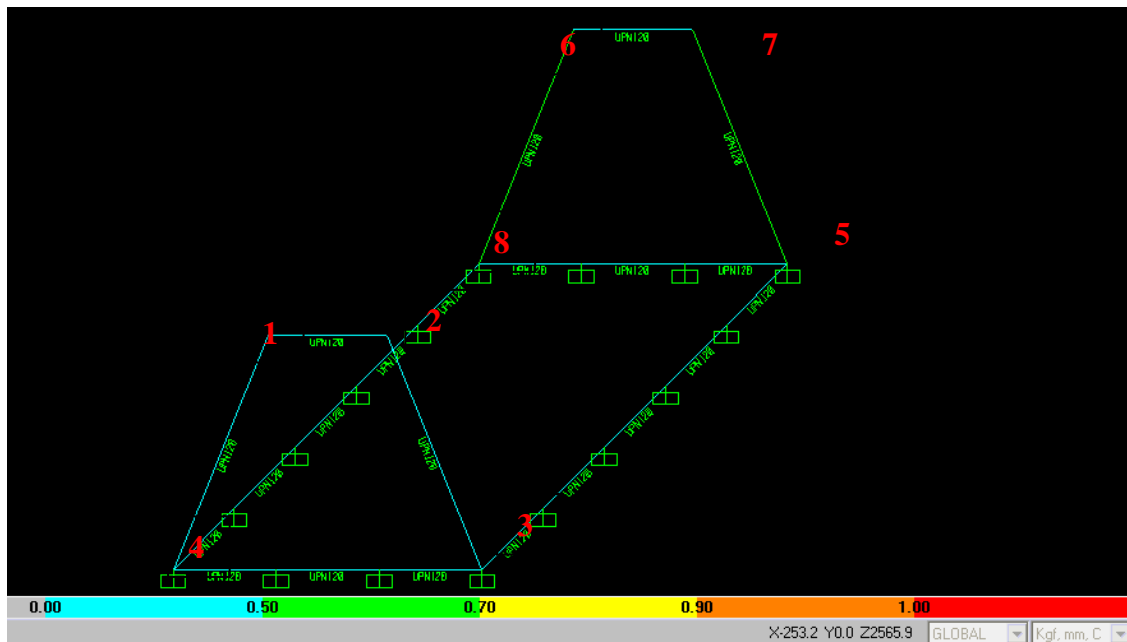


Nuevamente, el código de colores muestra que uno de los elementos está fuera de la zona segura (color tomate), por tanto, se descarta el uso del perfil UPN 100, a continuación se elige el perfil próximo UPN 120.

- **Análisis para el perfil UPN 120:**

Una vez ingresadas las cargas anteriores y el tipo de perfil en SAP 2000, este muestra los siguientes resultados:

Figura 67. Análisis estructural en SAP2000.



De acuerdo al código de colores del programa, se muestra que los perfiles están en una zona segura, por tanto los perfiles son los adecuados para la aplicación requerida.

- **Resultados para el perfil UPN 120**

A continuación se muestran los resultados de los desplazamientos de las juntas obtenidas en SAP 2000:

Tabla 30. Desplazamientos en las juntas (nudos)

Joint	OutputCase	U1 mm	U2 mm	U3 Mm
1	DEAD	-0.0014725	-0.068591	0.037741
2	DEAD	-0.0014885	-0.0173073	-0.055583
3	DEAD	0.000000	0.000000	0.000000
4	DEAD	0.000000	0.000000	0.000000
5	DEAD	0.000000	0.000000	0.000000
6	DEAD	0.005392	-0.0168597	-0.0167724
7	DEAD	0.0501978	-0.0173073	0.0145202
8	DEAD	0.000000	0.000000	0.000000

• **Cálculo para la deformación máxima del elemento 1-4:**

$$L_{1-4}=982.34 \text{ mm}$$

$$\delta_{\max} = \frac{L}{3000} = \frac{982.3}{3000} = 0,327 \text{ mm}$$

En la tabla 30 la deformación del elemento en el punto 4 es cero, mientras que en el punto 1 la deformación es $0,102 < 0,205 \text{ mm}$.

• **Cálculo para la deformación máxima del elemento 1-2:**

$$L_{1-2}=460 \text{ mm}$$

$$\delta_{\max} = \frac{L}{3000} = \frac{460}{3000} = 0,153 \text{ mm}$$

Como se puede apreciar en tabla 30, los desplazamientos en los nudos de las juntas son mínimos $\delta \leq L/3000$, como para causar una deformación significativa en toda la estructura, manteniéndose por tanto la misma en una zona de seguridad (zona celeste y verde).

CAPÍTULO V

5. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE

5.1 Construcción

5.1.1 *Máquinas herramientas y accesorios.* Durante el proceso de construcción, de las máquinas para el reciclado de la fibra de vidrio se utilizaron las siguientes herramientas y accesorios:

Tabla 31. Equipos utilizados en la construcción

Código	Equipo
MH1	Soldadora eléctrica.
MH2	Plasma
MH3	Torno.
MH4	Roladora
MH5	Taladro de pedestal.
MH6	Taladro de mano.
MH7	Dobladora de tol.
MH8	Esmeril.
MH9	Amoladora.
MH10	Entenalla.
MH11	Arco de sierra.
MH12	Calibrador pie de rey.
MH13	Oxi-Corte
MH14	Tijeras.
MH15	Brocas y machuelos
MH16	Tecle.
MH17	Martillos, playos, destornilladores, flexómetros, escuadra, nivel, etc.

5.1.2 *Descripción del proceso de construcción.* Las formas, dimensiones, tipo de material de las piezas están detallados en los planos correspondientes.

Las partes principales de las máquinas se presentan en la tabla siguiente.

Tabla 32. Partes de las máquinas

Sistema	Elemento	Cantidad	Material/Modelo
MOLINO DE MARTILLOS	Tolva	1	ASTM A36
	Rodamientos	2	SKF
	Cajeras	2	SKF
	Bastidor	1	ASTM A36
	Placa de impacto	1	ASTM A36
	Martillos	32	AISI D2
	Discos	3	AISI 1020
	Ejes secundarios	4	AISI 1020
	Eje principal	1	AISI 1020
	Separadores	40	ASTM A36
	Tamiz	1	ASTM A36
	Cubierta de las bandas	1	ASTM A36
	Motor trifásico 7.5 HP 3500 rpm	1	WEG
	Poleas	2	ALUMINIO
	Bandas	2	A60 V - belt
	Chavetas	2	ASTM A36
	Estructura	1	ASTM A36
	Soporte - guía para el motor	1	ASTM A36
	Manga Recolectora	1	LONA
	Soporte para la caja de control	1	ASTM A36
MOLINO DE BOLAS	Cuerpo cilíndrico	1	AISI 1020
	Blindaje	6	AISI 1040
	Tapas laterales	2	AISI 1020
	Tapa para la descarga	1	AISI 1020
	Ejes	2	AISI 1020
	Rodamientos	2	SKF 24020 CC/W33
	Cajeras	2	SKF SNL 522-619
	Polea	1	OPTIBEL SPC500X5
	Bandas	5	OPTIBELT C126
	Motoreductor Trifásico de 15 HP 1760 rpm	1	WEG
	Estructura	1	UPN 120
	Soporte – guía para el Motoreductor	1	ASTM A36
	Soporte para la caja de control	1	ASTM A36
	Cartelas	12	AISI 1020
	Empaque para la tapa de descarga	1	ESPONJA
SISTEMA DE CONTROL	Pulsador rojo	1	Camsco
	Pulsador verde	1	Camsco
	Luz piloto rojo 22mm	1	Camsco
	Luz piloto verde 22mm	1	Camsco
	Bornera	12	Siemens
	Caja de ensamble 300x400 mm	1	Tol galvanizado
	Caja de ensamble 300x200 mm	1	Tol galvanizado
	Caja de ensamble 500x400 mm	1	Tol galvanizado
	Relé térmico	2	Telemecanique
	Temporizador	1	ANLY AH3
	Contactor	4	Telemecanique
	Conductores eléctricos		Varios
	Breaker 3p	2	Merlín

5.1.3 Operaciones tecnológicas de la construcción. Las principales operaciones tecnológicas necesarias para la construcción de esta máquina se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 33. Partes de las máquinas

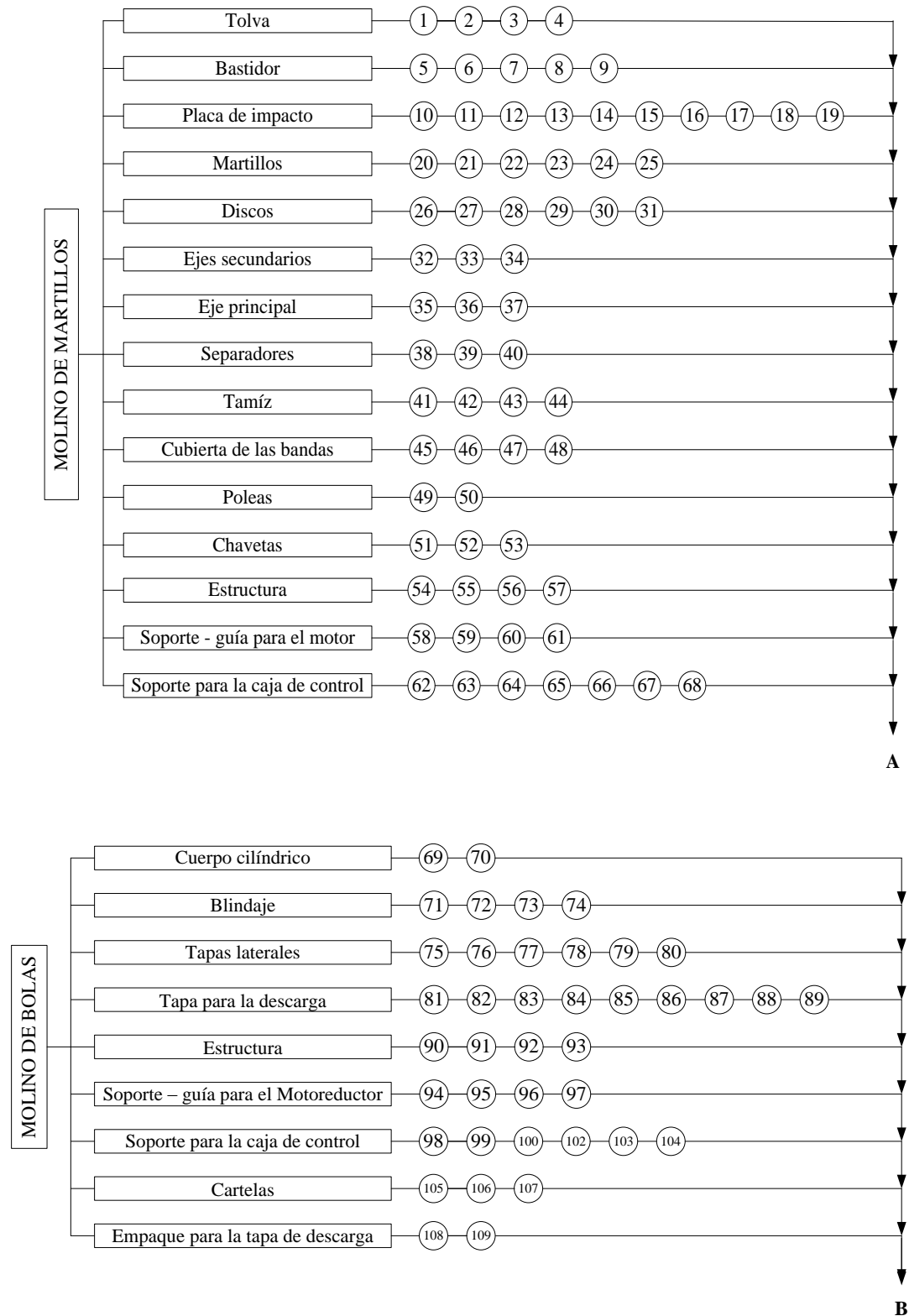
SISTEMA	ELEMENTO	Nº	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO(min)
MOLINO DE MARTILLOS	Tolva	1	Trazado	10
		2	Corte (Amoladora)	15
		3	Doblado (Dobladora de tol)	5
		4	Pulido	5
	Bastidor	5	Trazado	40
		6	Corte (Oxicorte)	50
		7	Limpieza de rebaba	25
		8	Soldado	30
		9	Pulido	10
	Placa de impacto	10	Trazado	3
		11	Corte (Oxicorte)	10
		12	Limpieza de rebaba	10
		13	Barolado	15
		14	Trazado para el taladrado	10
		15	Taladrado (Taladro de pedestal)	30
		16	Limpieza de viruta	5
		17	Corte de varillas (Amoladora)	20
		18	Suelda de varillas (Suelda eléctrica)	30
		19	Limpieza de escoria	5
	Martillos	20	Trazado	30
		21	Corte (Plasma)	60
		22	Limpieza de rebaba	15
		23	Trazado para el taladrado	30
		24	Taladrado (Taladro de pedestal)	320
		25	Limpieza de viruta	30
	Discos	26	Trazado	20
		27	Corte (Plasma)	45
		28	Limpieza de rebaba	15
		29	Trazado para el taladrado	45
		30	Taladrado (Taladro de pedestal)	90
		31	Limpieza de viruta	15
	Ejes secundarios	32	Trazado	5
		33	Corte (Amoladora)	20
		34	Limpieza de limallas	10
	Eje principal	35	Trazado	2
		36	Corte (Amoladora)	10
		37	Limpieza de limallas	1

MOLINO DE MARTILLOS	Separadores	38	Trazado	10
		39	Corte (Amoladora)	15
		40	Limpieza de limallas	15
	Tamiz	41	Trazado	5
		42	Corte (Oxicorte)	15
		43	Limpieza de rebaba	10
		44	Barolado	10
	Cubierta de las bandas	45	Trazado	10
		46	Corte (Tijeras)	20
		47	Soldado (Soldadora eléctrica)	20
		48	Limpieza de escoria	5
	Poleas	49	Trazado	10
		50	Rectificado (Torno)	60
	Chavetas	51	Trazado	10
		52	Corte (Sierra)	5
		53	Desbaste (Esmeril)	20
	Estructura	54	Trazado	15
		55	Corte (Amoladora)	10
		56	Soldado (Soldadora eléctrica)	60
	Estructura	57	Pulido	15
	Soporte - guía para el motor	58	Trazado	10
		59	Corte (Amoladora)	20
		60	Soldado (Soldadora eléctrica)	30
	Soporte - guía para el motor	61	Pulido	15
	Soporte para la caja de control	62	Trazado	3
		63	Corte (Amoladora)	5
		64	Soldado (Soldadora eléctrica)	10
		65	Pulido	5
		66	Trazado para el taladrado	5
		67	Taladrado (Taladro de mano)	10
		68	Limpieza de viruta	2
MOLINO DE BOLAS	Cuerpo cilíndrico	69	Barolado	500
		70	Puntos de suelda (Suelda eléctrica)	20
	Blindaje	71	Trazado	10
		72	Corte (Plasma)	30
		73	Pulido	10
		74	Barolado	60

MOLINO DE BOLAS	Tapas laterales	75	Trazado	45
		76	Corte (Plasma)	30
		77	Pulido	20
		78	Trazado para el taladrado	20
		79	Taladrado (Taladro de pedestal)	120
		80	Limpieza de viruta	10
	Tapa para la descarga	81	Trazado	20
		82	Corte (Oxicorte)	30
		83	Limpieza de rebaba	10
		84	Soldadura (Soldadora eléctrica)	30
		85	Limpieza de escoria	10
		86	Pulido	10
		87	Trazado para el taladrado	15
		88	Taladrado (Taladro de pedestal)	60
		89	Limpieza de viruta	10
	Estructura Estructura	90	Trazado	120
		91	Corte (Amoladora)	120
		92	Puntos de suelda (Soldadora eléctrica)	30
		93	Limpieza de escoria	10
	Soporte – guía para el Motoreductor	94	Trazado	20
		95	Corte (Amoladora)	20
		96	Soldado (Soldadora eléctrica)	30
		97	Pulido	10
	Soporte para la caja de control	98	Trazado	3
		99	Corte (Amoladora)	5
		100	Soldado (Soldadora eléctrica)	10
		101	Pulido	5
		102	Trazado para el taladrado	5
		103	Taladrado (Taladro de mano)	10
		104	Limpieza de viruta	2
	Cartelas	105	Trazado	15
		106	Corte (Plasma)	60
		107	Pulido	30
	Empaque para la tapa de descarga	108	Trazado	5
		109	Corte	10

En la tabla anterior no se incluyen los tiempos muertos que se dan entre operación y operación, ya que estos suelen ocasionar más demora en la construcción de maquinaria.

5.1.4 Cursograma sinóptico de la construcción



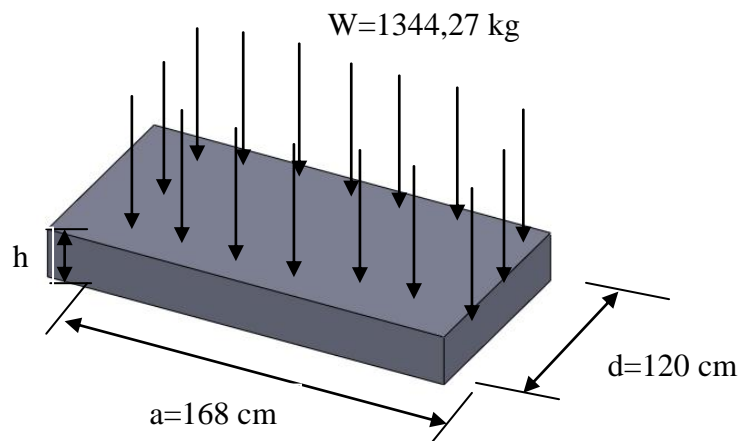
5.2 Indicaciones básicas para el montaje

Se debe instalar la máquina en un área con cubierta para protección de lluvias; el tablero eléctrico de control se debe encontrar en una área seca, libres de aceite, corrientes de aire o ambientes de grasa que afecte el buen funcionamiento de los controles eléctricos de la máquina.

a) *Anclaje y nivelación.*

- **Cálculo de la altura de la cimentación (h):**

Figura 68. Cimentación



Datos:

$a = 168 \text{ cm}$

$d = 120 \text{ cm}$

$W = 1344,27 \text{ kg}$ (peso total del molino de bolas)

Esfuerzo para el hormigón: $f'_c = 210 \text{ kg/cm}^2$ [16].

$$V_n = \frac{4}{3} \sqrt{f'_c} b \cdot h \quad (103)$$

Despejamos h de la ecuación anterior:

$$h = \frac{3W}{4.b.\sqrt{f''c}}$$

Donde: $b=2a + 2d=576 \text{ cm}$

$$V_n=W$$

$$h = \frac{3W}{4.b.\sqrt{f''c}}$$

$$h = \frac{3 (1344,27)}{4.(576) (\sqrt{210 })}$$

$$h = 12 \text{ cm}$$

Se debe realizar una cimentación de 12cm de altura en el área donde se van a instalar las máquinas para su buen funcionamiento. El anclaje se realizará en los dos molinos, con pernos de expansión colocados en los 4 puntos de sujeción, además se colocarán elementos cauchotados en los puntos de apoyo sobre el piso para absorber la vibración y aumentar su vida útil.

Para el molino de bolas no se necesita realizar el anclaje debido a que por su gran tamaño y peso, y su velocidad de rotación de funcionamiento es baja, su vibración es mínima.

b) *Ensamble*. Antes de empezar a ensamblar las partes mecánicas y eléctricas de la máquina debemos guiarnos en los planos.

c) *Acometida eléctrica*. La acometida es trifásica a 220 V y una frecuencia de 60 Hz, protegida por un disyuntor de tres polos de 125 amperios, con alambre concéntrico de 3 AWG8.

5.3 Operaciones de montaje y tiempos de las partes

Los tiempos para el montaje de los elementos de las máquinas se detallan en las siguientes tablas:

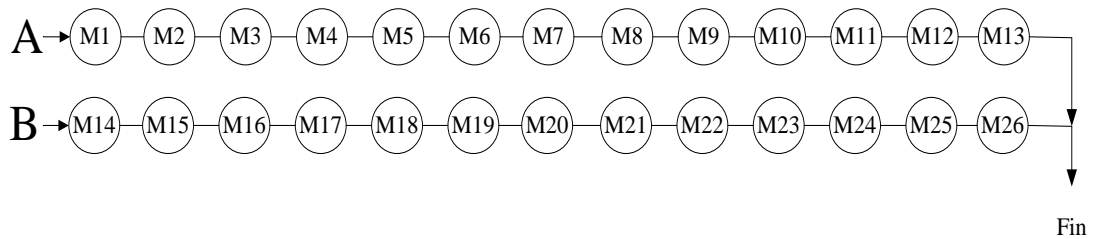
Tabla 34. Montaje del molino de martillos

N°	OPERACIÓN	TIEMPO (min)
M1	Traslado de elementos al sitio de ensamble	10
M2	Montaje bastidor- estructura	45
M3	Montaje bastidor – placa de impacto	10
M4	Montaje bastidor- tamiz	5
M5	Montaje martillos –separadores- eje primario, secundarios- discos-rodamientos- cajeras	140
M6	Montaje bastidor -tolva	20
M7	Montaje estructura- (soporte - guía para el motor)	20
M8	Montaje (soporte - guía para el motor)- motor trifásico	10
M9	Montaje poleas – ejes- bandas	60
M10	Montaje poleas - cubierta de las bandas	15
M11	Montaje (bastidor- salida)- manga recolectora	10
M12	Montaje estructura- soporte para la caja de control	20
M13	Montaje soporte para la caja de control -sistema de control para el molino de martillos	15
TOTAL		330

Tabla 35. Montaje del Molino de Bolas.

N°	OPERACIÓN	TIEMPO (min)
M14	Traslado de elementos al sitio de ensamble	60
M15	Montaje cuerpo cilíndrico- blindaje	600
M16	Montaje tapas laterales- ejes - cartelas	240
M17	Montaje cuerpo cilíndrico- tapas laterales	120
M18	Montaje cuerpo cilíndrico- bandas	5
M19	Montaje estructura- ejes- rodamientos- cajeras	90
N°	OPERACIÓN	TIEMPO (min)
M20	Montaje cuerpo cilíndrico- empaque - tapa para la descarga	20
M21	Montaje estructura- (soporte – guía para el motoreductor)	25
M22	Montaje (soporte – guía para el motoreductor)- motoreductor	20
M23	Montaje motoreductor- polea	30
M24	Montaje polea- bandas	30
M25	Montaje estructura- soporte para la caja de control	10
M26	Montaje soporte para la caja de control -sistema de control para el molino de bolas	15
TOTAL		1265

5.3.1 Cursograma sinóptico del montaje



5.4 Operación inicial de las máquinas

5.4.1 Molino de martillos

Antes de proceder a poner en funcionamiento por primera vez la máquina se debe tener presente los siguientes pasos:

- Comprobar que los rodamientos estén engrasados.
- Conectar línea de energía, según acometida eléctrica.
- Energizar el tablero de control.
- Encender el motor eléctrico.
- Verificar que no exista desalineación y roces en la máquina.

5.4.2 Molino de bolas

Antes de proceder a poner en funcionamiento por primera vez la máquina se debe tener presente los siguientes pasos:

- Comprobar que los rodamientos estén engrasados.
- Comprobar el nivel de aceite lubricante en la caja reductora.
- Conectar línea de energía, según acometida eléctrica.
- Energizar el tablero de control.
- Encender el motor eléctrico.
- Verificar que no exista desalineación y roces en la máquina.

Es importante mencionar que el funcionamiento preliminar del molino de bolas se realizó sin poner los cuerpos moledores, debido a que no se disponía de suficiente potencia eléctrica en el taller de construcción, posteriormente, se indicarán los

resultados de las pruebas realizadas con los cuerpos molidores en el lugar del funcionamiento, es decir, en las instalaciones de la empresa CEPOLFI S.A.

CAPÍTULO VI

6. PRUEBAS, MANTENIMIENTO Y COSTOS

6.1 Pruebas

6.1.1 *Plan de pruebas.* Antes de realizar las pruebas respectivas en las máquinas se tiene el siguiente plan de pruebas.

Molino de martillos

- a. Volumen del material de alimentación.
- b. Tiempo de alimentación del material.
- c. Salida del material.
- d. Medición de la corriente.

Molino de bolas

- a. Medición del peso y tiempo de cargado de los cuerpos moledores.
- b. Tiempo de cargado del material a ser reciclado.
- c. Medición de la corriente en el arranque.
- d. Tiempo de separación entre los cuerpos moledores y el material procesado.

6.1.2 *Pruebas y Resultados.* A continuación se describen los resultados de las pruebas.

Molino de martillos

- a. *Volumen del material de alimentación.* Se procede a recolectar el material a ser reciclado en la empresa hasta la cantidad máxima de diseño, es decir, los 15 kg.
- b. *Tiempo de alimentación del material.* El tiempo que se empleó en la alimentación de los 30 kg fue de 15 minutos, debido a que parte del material recolectado se

encontraba enrollado, lo cual produjo un aumento respecto al tiempo de diseño el cual era de 10 minutos.

c. *Salida del material.* Se procedió a colocar una manga pequeña de un metro de longitud a la salida del molino para la recolección del material, pero esta produjo resultados insatisfactorios, debido a que los martillos en movimiento producen flujo de aire en forma radial, y este, al no disponer de espacio suficiente para atenuarse regresa a la entrada llevando consigo el material procesado y generando polvo en la entrada del molino. Finalmente, se procedió a colocar una manga de 2,5 metros de longitud y sujetarla a la salida usando bandas de caucho, con lo cual se observó que el aire no regresa a la entrada, por tanto, se redujo en forma notable el polvo alrededor del molino.

d. *Medición de la corriente en el arranque.* A continuación se muestran los datos de placa del motor, los mismos que servirán de referencia respecto a los valores registrados en el funcionamiento:

Tabla 36. Valores de placa del motor

Potencia	Voltaje	Corriente	ω
5.5 kW.	220 V	19,1 A	3500 rpm
	380 V	11.1 A	
	440 V	9,55 A	

El equipo usado para medir el valor de corriente y voltaje es una pinza amperimétrica.

Figura 69. Pinza amperimétrica.



Una vez realizadas las mediciones respectivas, los valores son registrados en la siguiente tabla:

Tabla 37. Valores obtenidos en las pruebas.

Voltaje [V]	Corriente [A]
220	26.9

Se observa en la tabla que el valor máximo de corriente en la conexión, es 26,9 A, comprobando que la selección del relé térmico es correcto.

Molino de bolas

- e. *Medición del peso y tiempo de llenado de los cuerpos moledores.* En el capítulo 4, se determinó que la carga de cuerpos moledores debe ser el 30% del volumen del cuerpo cilíndrico del molino, por tanto, se obtiene el peso que determinó la potencia necesaria para poner en funcionamiento el molino.

Como se debe medir el valor de la corriente con carga diferente, se presentan los valores correspondientes cada 10% del volumen del cilindro en la tabla siguiente:

Tabla 38. Datos para diferentes porcentajes de los cuerpos moledores

Porcentaje %	Peso (lbs)	Tiempo de llenado (min)
0	0	0
10	280	20
20	560	20
30	860	20

Es importante mencionar que el tiempo de 60 minutos, es el resultado de ir ingresando los diferentes valores de pesos hasta obtener el total de 860 lb, para no tener que emplear este tiempo cada vez que se requiera realizar el proceso, se usará un recipiente el cual contendrá siempre el mismo peso de cuerpos moledores, dando como resultado un tiempo de llenado en el molino de 15 minutos.

- f. *Tiempo de cargado del material a ser reciclado.* Una vez realizado el proceso de molienda en el molino de martillos, como la distancia entre las dos máquinas es

aproximadamente de dos metros, el tiempo que se demora el material en ser ingresado al molino de bolas es de 4 a 5 minutos.

g. *Medición de la corriente en el arranque.* El método de arranque que se emplea para poner en funcionamiento el molino es el conocido estrella-triángulo (Y- Δ), el cual se emplea para mover cargas pesadas debido a que la corriente en el arranque es pequeña cuando el sistema se encuentra en la conexión Y.

El cambio de conexión es controlado por un temporizador para un tiempo de 10 segundos, es decir, el motor arrancará en estrella y se mantendrá en esta conexión durante 10 segundos, luego de los cuales pasará a la conexión en delta en la cual el motor rinde a sus valores nominales.

Es importante mencionar que en este tipo de conexión la corriente de arranque es de 1,5 a 2,6 veces el valor de la corriente nominal, por tanto, durante los 10 segundos el motor debe soportar estos picos de corriente, si estos no desaparecen tras el cierre del contactor en un período de 30 a 50 milisegundos, entra en operación el relé térmico, abriendo la conexión entre la red y el motor para evitar que el mismo sufra severos daños.

A continuación se muestran los datos de placa del motor, los mismos que servirán de referencia respecto a los valores registrados en el funcionamiento:

Tabla 39. Valores de placa del motor.

Potencia	Voltaje (Y)	Corriente (Y)	Voltaje (Δ)	Corriente (Δ)	ω
11 kW	460V	13,6 A	230 V	25,9 A	1760 rpm

Una vez realizadas las mediciones respectivas, los valores son registrados en la siguiente tabla:

Se observa en la tabla 40, que el valor máximo de corriente en la conexión en estrella, es 28,5 A, comprobando que la selección del relé térmico y regulado a 30 A es adecuado.

Tabla 40. Valores obtenidos en las pruebas.

Carga (lbs)	Voltaje (Y) [V]	Corriente (Y) [A]	Voltaje (Δ) [V]	Corriente (Δ) [A]
0	127	4,2	220	13,2
346	127	21	220	13,4
Carga (lbs)	Voltaje (Y) [V]	Corriente (Y) [A]	Voltaje (Δ) [V]	Corriente (Δ) [A]
626	127	26	220	13,7
926	127	28,5	220	13,9

6.1.3 Granulometría por tamizado. Una vez realizadas las pruebas, se procedió a determinar la granulometría del producto obtenido. Debido a que no existe un procedimiento para el análisis granulométrico para la fibra de vidrio estos ensayos se realizarán de acuerdo a la norma ASTM D422, la cual describe el procedimiento para determinar cuantitativamente la distribución de las partículas de arena.

6.1.4 Análisis granulométrico. El análisis de tamices es utilizado para determinar la distribución de tamaños o gradación de cuatro agregados disponibles y conseguir la mejor combinación posible de acuerdo a las especificaciones del "American Society of Testing and Materials" (ASTM).

El análisis o prueba de tamices se lleva a cabo cerniendo los agregados a través de una serie de tamices o cedazos enumerados. Estos tamices están en números ascendentes, esto es, #4, #8, #16, #30, #50, #100, #200 y bandeja para agregados finos y en orden de tamaño descendente 1- ½ ", 1", ¾ ", ½ ", 3/8", #4, #8 y bandeja, para agregado grueso.

El uso de todos los tamices dependerá de la precisión que se requiera o de las especificaciones, ya que en ocasiones sólo utilizaremos algunos de ellos.

Para realizar el ensayo se dispone de los siguientes elementos:

1. Balanza
2. Pesas calibradas de diferente peso

3. Cuchara
4. Vibrador eléctrico
5. Tamices

Figura 70. Balanza y pesas calibradas



Figura 71. Tamices y vibrador eléctrico



Procedimiento. A continuación se describe el procedimiento que se realizó para determinar la granulometría de la fibra de vidrio.

- a. Se tiene como muestra inicial el producto obtenido del molino de martillos, luego las muestras para tiempos de 15, 30, 45 y 60 minutos de funcionamiento del molino de bolas.
- b. Se calibra la balanza para un peso de 100 gramos para cada muestra.

Figura 72. Calibración de la balanza para 100 gramos



- c. Se usa el grupo de tamices que se dispone en el laboratorio de la Facultad, los cuales tienen la siguiente numeración y apertura:

Tabla 41. Número y apertura de tamiz

N° de tamiz	Apertura del tamiz	N° de tamiz	Apertura del tamiz
4	1,5 mm	30	0,2 mm
6	1 mm	40	0,15 mm
10	0,6 mm	60	0,1 mm
16	0,4 mm	80	80 μ m
20	0,3 mm	100	60 μ m

- d. Se colocan los 100 gr de cada muestra en el grupo de tamices, los cuales van montados sobre el vibrador eléctrico.
- e. Se enciende el vibrador eléctrico y de acuerdo a la norma se espera entre 10 a 15 minutos para que el material atravesase los diferentes tamices, teniendo presente que esto es válido sólo para ensayos de arena.

- f. Se puede apagar el vibrador antes de este tiempo, con el objetivo de ver si el material está atravesando los tamices, para nuestro caso, se apagó antes de los 5 minutos y se observó que el material no está pasando del primer tamiz, debido a que la vibración del equipo no es lo suficientemente fuerte y debido a que el material es de naturaleza fibrosa.

Figura 73. Tamizado en forma manual



Figura 74. Pesado del material retenido.



- g. La norma menciona que el tamizado se puede efectuar en forma manual durante un período de tiempo adecuado, moviendo de un lado a otro el tamiz y recorriendo circunferencias de forma que la muestra se mantenga en movimiento sobre la superficie del tamiz.

- h. Se realiza el tamizado en un tiempo prudencial de 2 minutos por cada tamiz, para obtener un cernido lo más uniforme posible.
- i. Se determina el peso de la muestra retenida en cada tamiz y se registra.
- j. Finalmente, se procede a agrupar el material acumulado en un solo plato para proceder a pesarlo.

6.1.5 *Granulometría de las muestras obtenidas en el molino de bolas.* A continuación se muestran los resultados que se obtuvieron en diferentes tiempos de funcionamiento del molino de bolas.

- a. Para 15 minutos de molienda

Tabla 42. Número de tamiz y peso retenido por tamiz

N° tamiz	Peso retenido (gr)
4	0.7
6	0.8
10	1.9
16	3.15
20	4.75
30	6.4
40	11.8
60	10.5
80	17.4
100	37.7
Pasa del 100	1.75
Total peso retenido	96.85

- b. Para 30 minutos de molienda

Tabla 43. Número de tamiz y peso retenido por tamiz

N° tamiz	Peso retenido(gr)
4	0.5
6	0.3
10	1
16	1.85
20	4.2
30	6.25

40	10.8
60	10.2
80	15.1
100	43.4
Pasa por 100	3
Total peso retenido	96.6

c. Para 45 minutos de molienda

Tabla 44. Número de tamiz y peso retenido por tamiz

N° tamiz	Peso retenido(gr)
4	0.2
6	0.31
10	0.8
16	1.75
20	4.15
30	5.6
40	10.5
60	10.2
80	11.2
100	40.5
Pasa por 100	10
Total peso retenido	95.21

d. Para 60 minutos de molienda

Tabla 45. Número de tamiz y peso retenido por tamiz

N° tamiz	Peso retenido(gr)
4	0.1
6	0.25
10	0.7
16	1.7
20	2.85
30	5.25
40	8.8
60	6.95
80	10.9
100	41.2
Pasa por 100	15.2
Total peso retenido	93.9

6.1.6 Cálculo del porcentaje retenido en cada tamiz. Para su cálculo usamos la relación de la norma ASTM D422:

$$\% R = \frac{\text{peso retenido en cada tamiz}}{\text{peso total inicial}} \times 100\% \quad (104)$$

Se toma el valor de la tabla 6.x para el tamiz N°4, obteniendo:

$$\% R = \frac{0,7 \text{ gr}}{100 \text{ gr}} \times 100\% = 0,7\%$$

Se realiza el mismo cálculo para todos los tamices en los diferentes tiempos, y se presentan los resultados en las siguientes tablas:

Tabla 46. Porcentaje retenido en cada tamiz

Para 15 min	
N° tamiz	% Retenido
4	0.7
6	0.8
10	1.9
16	3.15
20	4.75
30	6.4
40	11.8
60	10.5
80	17.4
100	37.7
Pasa del 100	1.75

Para 30 min	
N° tamiz	% Retenido
4	0.5
6	0.3
10	1
16	1.85
20	4.2
30	6.25
40	10.8
60	10.2
80	15.1
100	43.4
Pasa por 100	3

Para 45 min	
N° tamiz	% Retenido
4	0.2
6	0.31
10	0.8
16	1.75
20	4.15
30	5.6

Para 60 min	
N° tamiz	% Retenido
4	0.1
6	0.25
10	0.7
16	1.7
20	2.85
30	5.25

N° tamiz	% Retenido
40	10.5
60	10.2
80	11.2
100	40.5
Pasa por 100	10

N° tamiz	% Retenido
40	8.8
60	6.95
80	10.9
100	41.2
Pasa por 100	15.2

6.1.7 Obtención del tiempo adecuado de molienda

a. Para el tamiz N°4

Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	0.7
30	0.5
45	0.2
60	0.1

b. Para el tamiz N°6

Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	0.8
30	0.3
45	0.31
60	0.25

c. Para el tamiz N°10

Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	1.9
30	1
45	0.8
60	0.7

d. Para el tamiz N°16

Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	3.15
30	1.85
45	1.75
60	1.7

e. Para el tamiz N°20

Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	4.75
30	4.2
45	4.15
60	2.85

f. Para el tamiz N°30

Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	6.4
30	6.25
45	5.6
60	5.25

g. Para el tamiz N°40

Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	11.8
30	10.8
45	10.5
60	8.8

h. Para el tamiz N°60

Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	10.5
30	10.2
45	10.2
60	6.95

i. Para el tamiz N°80

Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	17.4
30	15.1
45	11.2
60	10.9

j. Para el tamiz N°100

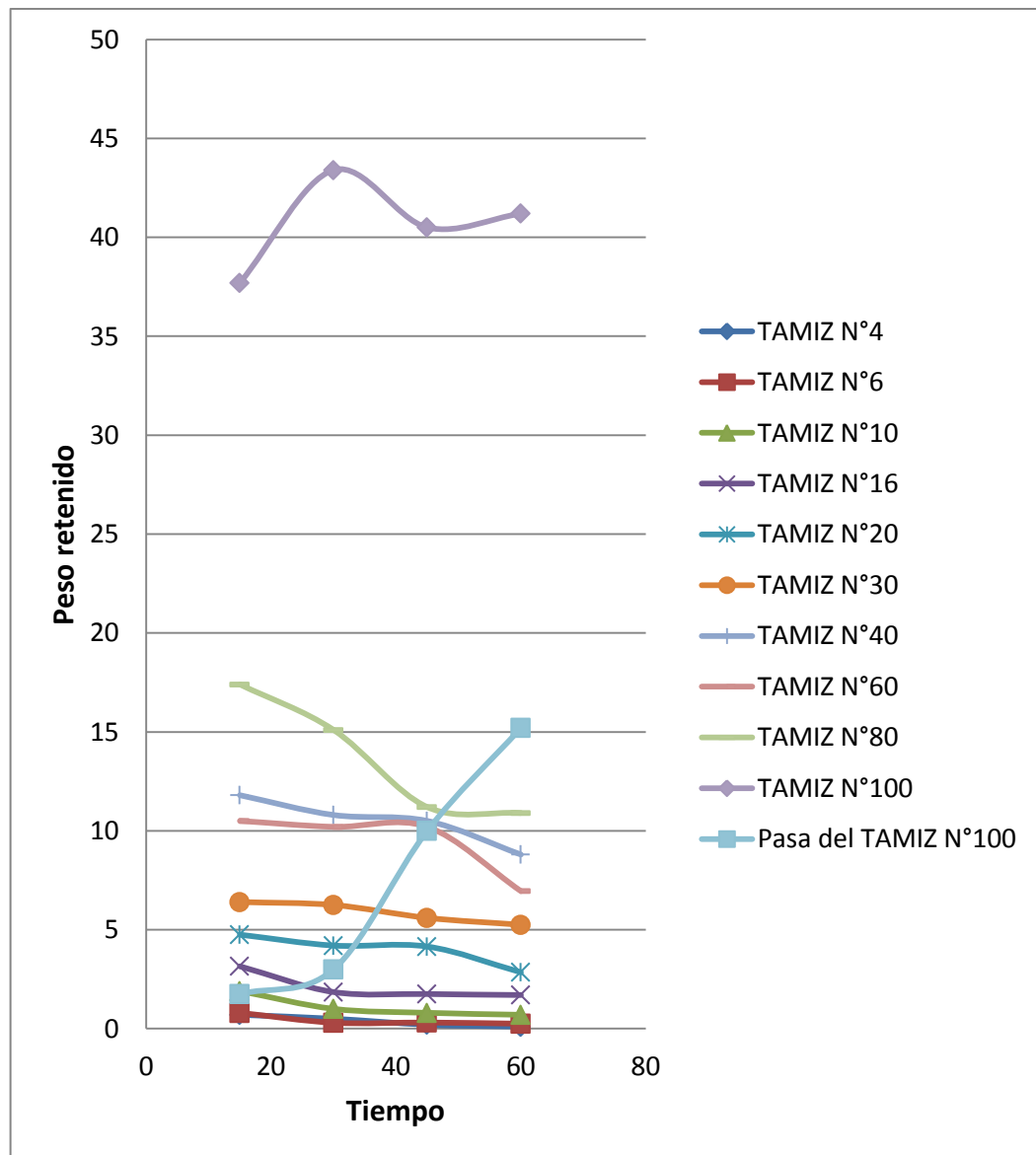
Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	37.7
30	43.4
45	40.5
60	41.2

k. Pasa el tamiz N°100

Tiempo (min)	Peso retenido (gr)
15	1.75
30	3
45	10
60	15.2

A continuación se realiza una gráfica peso retenido vs tiempo para cada tamiz, la misma que nos permitirá determinar el tiempo adecuado de molienda.

Figura 75. Peso retenido vs tiempo



6.1.8 Análisis de resultados. De acuerdo a la necesidad de la empresa, el producto que pase por el tamiz N°40 es aceptable, por tanto, para el funcionamiento de 15, 30, 45 y 60 minutos se indica el porcentaje de producción obtenido.

En la siguiente tabla, se indica la cantidad de material en peso que pasó por el tamiz 40 sumando los pesos retenidos desde el tamiz 60 hasta el 100 y el que pasó por el tamiz 100 obteniendo 67,35 gr de un total de 100gr.

Tabla 47. Resultados

Para 15 min			Para 30 min		
N° tamiz	Peso retenido (gr)	% Retenido	N° tamiz	Peso retenido(gr)	% Retenido
60	10,5	10,5	60	10,2	10,2
80	17,4	17,4	80	15,1	15,1
100	37,7	37,7	100	43,4	43,4
Pasa del 100	1,75	1,75	Pasa por 100	3	3
Total peso retenido	96,85		Total peso retenido	96,6	
Pérdida de material	3,15		Pérdida de material	3,4	
Producción	67,35		Producción	71,7	
Para 45 min			Para 60 min		
N° tamiz	Peso retenido(gr)	% Retenido	N° tamiz	Peso retenido(gr)	% Retenido
60	10,2	10,2	60	6,95	6,95
80	11,2	11,2	80	10,9	10,9
100	40,5	40,5	100	41,2	41,2
Pasa por 100	10	10	Pasa por 100	15,2	15,2
Total peso retenido	95,21		Total peso retenido	93,9	
Pérdida de material	4,79		Pérdida de material	6,1	
Producción	71,9		Producción	74,25	

Se nota en el intervalo de tiempo de 15 a 30 minutos existe un incremento del 4,35% en la producción, mientras que en intervalo de 30 a 60 minutos, se observa un incremento del 2,55%, por esta razón se elige como el tiempo más adecuado de molienda los 30 minutos.

6.2. Mantenimiento

6.2.1 *Mantenimiento mecánico.* Es importante mencionar debido a que las máquinas no tendrán un funcionamiento continuo, es decir, trabajarán menos de las ocho horas diarias, el mantenimiento mecánico que se requiere en ambas maquinas no es muy exigente. Por tanto se realizara un mantenimiento de tipo preventivo, en la parte mecánica para garantizar un buen funcionamiento.

A continuación se presenta algunos pasos para el mantenimiento de las máquinas:

- Antes de empezar con el proceso de reciclaje, se debe engrasar todos los rodamientos, y colocar el aceite de lubricación en la caja reductora del molino de bolas.
- Luego de haber cumplido la jornada diaria de trabajo de las máquinas, se debe limpiar el polvo existente en las superficies de las mismas.
- Comprobar semanalmente el ajuste de pernos, tuercas, tensado de bandas, conexiones eléctricas, etc.
- Cambiar el empaque de la tapa del molino de bolas cada tres meses.
- Para el molino de martillos se debe cambiar las bandas cada 5 años, para una hora diaria de funcionamiento.
- Para el molino de bolas el cambio de bandas se realizará cada 4 años, para una hora diaria de funcionamiento.
- Revisar semanalmente el nivel del aceite lubricante en la caja reductora, por posibles fugas a presentarse.
- Cambiar el aceite cada seis meses.
- Verificar el estado del desgaste de los martillos, para su respectivo cambio.

Tabla 48. Problemas frecuentes y posibles soluciones

PROBLEMA	CAUSA	POSIBLE SOLUCIÓN
Motor eléctrico no funciona	Relés térmico disparados	Accionar reset en los relés
	Breaker quemados	Cambiar breakers
Vibración	Bandas no templadas o dañadas	Templar o cambia las bandas
	Rodamientos dañados	Cambiar rodamientos
Pérdida de aceite	Tapa no ajustada o dañada	Ajustar o cambiar la tapa
Funcionamiento ruidoso del reductor	Nivel de aceite lubricante bajo	Llenar hasta el nivel adecuado
Generación de polvo en el molino de martillos	Sobrealimentación	Disminuir la alimentación
	Manga floja	Ajustar la manga
Generación de polvo en el molino de bolas	Empaque de la tapa dañado	Cambiar el empaque
	Pernos flojos en la tapa	Ajustar los pernos
Oxidación de las máquinas	Pintura removida	Pintar
El costal no se llena con el material	Obstrucción a la salida	Limpiar la salida

6.3 Costos

A continuación se realiza el análisis económico general de todos los gastos realizados de la inversión, en el diseño y construcción de las máquinas.

Costos directos e indirectos del molino de martillos

6.3.1 Costos directos. En los costos directos se toman en cuenta los gastos por materiales, mano de obra, equipos o maquinarias utilizados y transporte, los mismos que se detallan a continuación:

a) Costos de materiales y accesorios mecánicos para el molino de martillos

Tabla 49. Costos materiales, accesorios mecánicos y eléctricos

Material	DESCRIPCIÓN	Cantidad	P. Unitario	Costo
Bandas	A60 V - belt	2	6,00	13,44
Polea	Φ=150 mm dos canales aluminio tipo A	1	20,00	22,40
Polea	Φ=187,5mm dos canales aluminio tipo A	1	28,00	31,36
Plancha	300x1000x6,5 mm ASTM A36	1	30,00	33,60
Eje	Φ=40mm L=350mm	1	10,42	11,67
Eje	Φ=20mm L=1500mm	4	2,47	11,07
Cajera y Rodamiento	Φ=40mm	2	70,00	156,80
Perfil	L 2 ½"x ¼" L=4000mm	1	18,20	20,38
Perfil	L 1 ¼"x 3/16 L=4000mm	1	12,80	14,34
Plancha	820x1000x6 mm ASTM A36	1	74,00	82,88
Plancha	600x1000x2 mm ASTM A36	1	15,80	17,70
Pernos	½" x 1 ¼" Acero G8 SAE UNC	6	0,40	2,69
Tamiz	250x800 mm Φ=3mm ASTM A36	1	100,00	112,00
Plancha	Φ=300mm espesor 10mm ASTM A36	2	21,00	47,04
Plancha	Φ=220mm espesor 12mm ASTM A36	1	17,00	19,04
Motor eléctrico	Trifásico 7,5 Hp 3500 rpm WEG	1	416,42	466,39
Caja de control	Arranque directo	1	240	240
			TOTAL	1302,79

El costo total en materiales mecánicos y eléctricos para el molino de martillos es de 1302,79 usd.

b) Costos por maquinaria y equipos utilizados

Tabla 50. Costos por maquinaria y equipos utilizados

Máquina/Herramienta	Costo/Hora	Horas Equipo	Costo
Torno	15	1	15
Soldadura	4	2,6	10,4
Corte Plasma	6	2,5	15
Oxi-corte	5	1,5	7,5

Máquina/Herramienta	Costo/Hora	Horas Equipo	Costo
Baroladora	5	0,5	2,5
Dobladora	5	0,1	0,5
Amoladora	1	2	2
Otros			84,31
TOTAL			137,21

c) Costos por mano de obra

Tabla 51. Costos por mano de obra

Trabajador	Salario/Hora	Horas Hombre	Costo
Maestro mecánico	3	160	480
Ayudante mecánico	2	160	320
TOTAL			800

d) Valor total por costos directos

Tabla 52. Total costos directos

Costos por	Valor (usd)
Materiales mecánicos y eléctricos	1302,79
Maquinaria y equipos utilizados.	52,9
Costos por mano de obra.	800
Total costos directos	2155,69

6.3.2 Costos indirectos

Tabla 53. Total costos indirectos

Detalle	Cantidad (%CD)	Valor (usd)
Imprevistos	4%	84,31
Utilidad	0	0
Total costos indirectos		84,31

6.4 Costos totales

Los costos totales equivalen a la suma de los costos directos más los costos indirectos, sumados estos dos valores se tiene el valor de 2240 usd. (Dos mil doscientos cuarenta dólares).

Costos directos e indirectos del molino de bolas

a) Costos de materiales y accesorios mecánicos para el molino de bolas

Tabla 54. Costos materiales, accesorios mecánicos y eléctricos

Material	DESCRIPCIÓN	Cantidad	P. Unitario	Costo
Plancha	1200x1900x12 mm	1	448,00	448,00
Plancha	1200x1900x6 mm	1	208,32	208,32
Pernos	1/2"x1 1/2"	20	0,35	7,00
Pernos	1/2"x1 1/2"	20	0,65	13,01
Pernos	1/2"x2"	30	0,66	20,00
Brocas	3/16"	2	0,80	1,60
Perfil	UPN 120	2	135,00	270,00
Varilla Lisa	6 metros 3/4"	2	13,91	27,81
Eje	SAE 1018 $\Phi=4"$ L=60 cm	1	135,00	135,00
Bolas de acero	7/8"	10	2,67	26,77
Bolas de acero	1/2"	20	0,45	8,96
Bolas de acero	3/8"	20	0,21	4,26
Plancha	2"x1/2"	1	36,48	36,48
Plancha	100x70x20 mm	2	4,03	8,06
Plancha	80x60x30 mm	1	4,04	4,04
Plancha	100x250x12 mm	6	6,00	36,00
Plancha	750x750x12 mm	1	170,02	170,02
Bolas de acero	1,04 Toneladas	1	291,20	291,20
Pernos	1/2"x1 1/2"	16	0,30	4,80
Espárragos	1/2"	12	2,16	26,00
Pernos	1"x3"	4	5,25	21,00
Rodamiento	Rodillo 24020 CC/W33	2	236,59	473,18
Cajera	SNL 522-619	2	189,99	379,99
Buje	HE322	2	102,63	205,27
Banda	Optibelt C-126	5	42,00	210,00
Polea	Hierro fundido SPC-500-5	1	515,09	515,09
Motoreductor	Trifásico en línea 15 Hp, 56 rpm	1	2996,64	2996,64

Material	DESCRIPCIÓN	Cantidad	P. Unitario	Costo
Perfil	63,5x63,5x6,35 mm (reciclado)	2	9.80	19,60
Pernos	3/4"x 3 1/2"	4	3,50	14,00
Caja de control	Arranque Y-Δ	1	352	352
			TOTAL	6934,09

El costo total en materiales mecánicos y eléctricos para el molino de bolas es de 6582,09 usd.

b) Costos por maquinaria y equipos utilizados

Tabla 55. Costos materiales, accesorios mecánicos y eléctricos

Máquina/Herramienta	Costo/Hora	Horas Equipo	Costo (usd)
Torno	15	3	45
Soldadura	4	5	20
Corte Plasma	6	3	18
Oxi-corte	5	0,5	2,5
Baroladora	5	9	45
Amoladora	1	2,5	2,5
		TOTAL	133

c) Costos por mano de obra

Tabla 56. Costos por mano de obra

Trabajador	Salario/Hora	Horas Hombre	Costo (usd)
Maestro mecánico	3	320	960
Ayudante mecánico	2	320	640
		TOTAL	1600

d) Valor total por costos directos

Tabla 57. Total costos directos

Costos por	Valor (usd)
Materiales mecánicos y eléctricos	6934,09
Maquinaria y equipos utilizados.	133
Costos por mano de obra.	1600
Total costos directos	8667,09

6.4.1 Costos indirectos

a) Costos por transporte

Tabla 58. Costo por transporte

Transporte	Costo/Flete	Cantidad	Costo
Material a taller	10	7	69
Otros			20
TOTAL			89

b) Valor total por costos indirectos

Tabla 59. Total costos indirectos

Detalle	Cantidad (%CD)	Valor (usd)
Transporte		89
Imprevistos	0,01%	91
Utilidad	0	0
Total costos indirectos		180

6.5 Costos totales

Los costos totales equivalen a la suma de los costos directos más los costos indirectos, sumados estos dos valores se tiene el valor de 8847,09 usd. (Ocho mil ochocientos cuarenta y siete dólares con nueve centavos).

6.6 Costo total de las máquinas

El costo total para las dos máquinas es:

Tabla 60. Costo total de las máquinas

Máquina	Costo
Molino de Martillos	2240
Molino de Bolas	8847,09
TOTAL	11087,09

Para el molino de martillos se procedió a realizar una cotización con una máquina similar del extranjero, cuyo precio fue de USD 11000, indicando que a la empresa tuvo un ahorro de USD 8760 al realizar este proyecto. A continuación se realiza el análisis de costo para el molino de bolas en función de los cuerpos moledores.

Tabla 61. Costo de los cuerpos moledores para el 30% del molino

Diámetro	V. Unitario (usd)	N° de bolas para el 30%	Peso (Ton)	Valor (usd)
7/8 ”	2.67	4445.28	0.19	11868.8
½”	0,45	23461.2	0.196	10557.54
3/8”	0,21	56306.25	0.198	11824.30

Si tomamos el valor mínimo de los cuerpos moledores, es decir, de ½”, y lo comparamos con el costo de 1.04 Ton de los cuerpos provenientes de la empresa Cemento Chimborazo que son de diferente diámetro es USD 291,20, por tanto, la empresa ahorró sólo en los cuerpos moledores USD 10266,34.

En total a la empresa se le ahorró en el proceso de reciclaje USD 19026,34.

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

Se realizó la investigación para el reciclaje de fibra de vidrio, obteniéndose un proceso para la pulverización de la misma, el cual consta de un molino de martillos y uno de bolas.

Se realizaron los ensayos mecánicos respectivos donde se determinaron las propiedades mecánicas de la fibra de vidrio.

Conociendo que la empresa necesita que el material reciclado pase por tamiz N° 40 se realizó la prueba de granulometría obteniendo una producción del 71.7% con un tiempo de funcionamiento de 30 minutos para el molino de bolas.

Para la obtención de estas máquinas por el desarrollo de la tesis, la empresa obtuvo un ahorro aproximado de USD 19026,34. Ya que solo les costó a los interesados los materiales.

Una parte importante en el desarrollo de la tesis ha sido el uso de software de ingeniería SAP 2000 el mismo que permitió verificar las secciones de los perfiles con que están hechas las estructuras.

Finalmente, la tesis desarrollada cumple con las metas propuestas en el anteproyecto.

7.2 Recomendaciones

a. Para el uso de las máquinas

Cumplir con el mantenimiento programado para preservar la vida útil de las máquinas.

Las máquinas no están restringidas para el reciclaje de la fibra de vidrio, ya que estas pueden ser usadas en otras aplicaciones, siempre y cuando no sobrepasen la cantidad para la que fueron diseñadas, que es de 30 Kg.

Se recomienda asegurar de la mejor manera la manga en el molino de martillos para evitar la fuga de polvo.

b. Durante el proceso de molienda de fibra de vidrio se recomienda

Usar ropa suelta, con mangas largas y guantes lo cual reducirá el contacto y la irritación de la piel por efecto de la fibra de vidrio.

La piel expuesta se debe lavar a fondo con agua y jabón para quitar la fibra de vidrio.

Usar un respirador para proteger la nariz, la garganta y los pulmones.

Usar anteojos o gafas de seguridad con protectores laterales para proteger los ojos del polvo que pueda fugar.

Durante la alimentación al molino de martillos se recomienda no enrollar los sobrantes de la fibra de vidrio, ya que esto complica su alimentación.

c. Para el montaje de las máquinas

Fijar el molino de martillos usando pernos de anclaje para evitar el deslizamiento del mismo, debido a la vibración producida durante el proceso de molienda.

El molino de bolas no produce deslizamiento, por tanto no se necesita fijar, debido a su peso (1 ton.) y sus bajas revoluciones (45 rpm), pero debe ubicarse sobre un piso rígido.

Se recomienda realizar la medición de espesores en las paredes laterales del bastidor, con la finalidad de registrar el desgaste producido por el impacto de la fibra de vidrio, estos datos ayudaran para obtener un espesor adicional que se sumara al calculado.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Empresa CEPOLFI INDUSTRIAL C.A
- [2] Biblioteca de la Facultad de Mecánica
- [3] **ASKELAND**, Donald. Ciencia e Ingeniería de los Materiales. 4ta. ed. México: Thomson. Pág. 320-325.
- [4] **SMITH**, William F. Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales. 3era. ed. McGraw-Hill. 1998. Pág.327-328-371-372.
- [5] **MENDOZA**, Ochoa A. Reciclado Mecánico de Materiales Compuestos con Fibras de Celulosa. Tesis Doctoral. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid. 2005. Pág. 54-69.
- [6] **CARVAJAL**, Arturo. Memorias de las jornadas de Ingeniería Mecánica. 1era. ed. Ecuador. Colegio de Ingenieros Mecánicos Núcleo de Pichincha. 1979. Pág. 148.149-150.
- [7] **DUDA**, Walter H. Manual Tecnológico del Cemento. 1era. ed. España: Editores Técnicos Asociados. 1977. Pág. 27-29-43-45-72-73-80-101-104.
- [8] **CZERNIN**, W. Cement Chemistry and Physics. NewYork: Chemical Publishing Company. Pág. 50.
- [9] **SCHAUER**, S. Multifunctional roller mill processes cement raw material. Rock Products Company. 1972. Pág. 79.
- [10] **ARÉVALO**, M. Operaciones Tecnológicas. México. 1998. Pág. 53.
- [11] **OPTIBELT**, Manual Técnico para transmisiones. Optibelt Company. 2008. Pág. 67-79-111-113.

- [12] **AVNER**, Sydney H. Introducción a la metalurgia física. 2da. ed. México: McGraw-Hill. 1988. Pág. 397-398.
- [13] **RULMECA S.A.** Componentes para el transporte por bandas. 2da. ed. 2003. Pág. 49.
- [14] **CHÁVEZ**, Carlos- **ZAMBRANO**, Fausto. Diseño y construcción de una Trituradora de martillos y una clasificadora para mármol. Tesis de Grado. ESPOCH. 1992. Pág. 46-50-51.
- [15] **SAP 2000 v14.** Tutorials, SAP Basic. Pág. 9.
- [16] **CÓDIGO AISC LRDF 2005.**
- [17] **MCCABE**, Warren – **SMITH**, Julian C- **HARRIOTT**, Peter. Operaciones unitarias en Ingeniería Química. 4ta. ed. McGraw-Hill. 1991. Pág. 907.
- [18] **TIMOSHENKO**, S–**WOINOWSKY-KRIEGER**, S. Teoría de placas y laminas. 4ta. ed. McGraw-Hill. 1991. Pág. 309-350.

BIBLIOGRAFÍA

ARÉVALO, M. Operaciones Tecnológicas. México. 1998.

ASKELAND, Donald. Ciencia e Ingeniería de los Materiales. 4ta. ed. México: Thomson.

AVNER, Sydney H. Introducción a la metalurgia física. 2da. ed. México: McGraw-Hill. 1988.

CARVAJAL, Arturo. Memorias de las jornadas de Ingeniería Mecánica. 1era. ed. Ecuador. Colegio de Ingenieros Mecánicos Núcleo de Pichincha. 1979.

CHÁVEZ, Carlos- ZAMBRANO, Fausto. Diseño y construcción de una Trituradora de martillos y una clasificadora para mármol. Tesis de Grado. ESPOCH. 1992.

CÓDIGO AISC LRDF 2005.

CZERNIN, W. Cement Chemistry and Physics. NewYork: Chemical Publishing Company.

DUDA, Walter H. Manual Tecnológico del Cemento. 1era. ed. España: Editores Técnicos Asociados. 1977.

OPTIBELT, Manual Técnico para transmisiones. Optibelt Company. 2008.

MCCABE, Warren – SMITH, Julian C- HARRIOTT, Peter. Operaciones unitarias en Ingeniería Química. 4ta. ed. McGraw-Hill. 1991.

MENDOZA, Ochoa A. Reciclado Mecánico de Materiales Compuestos con Fibras de Celulosa. Tesis Doctoral. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid. 2005.

RULMECA S.A. Componentes para el transporte por bandas. 2da. ed. 2003.

SAP 2000 v14. Tutorials, SAP Basic.

SCHAUER, S. Multifunctional roller mill processes cement raw material. Rock Products Company. 1972.

SMITH, William F. Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales. 3era. ed. McGraw-Hill. 1998.

TIMOSHENKO, S–WOINOWSKY-KRIEGER, S. Teoría de placas y laminas. 4ta. ed. McGraw-Hill. 1991.

LINKOGRAFÍA

TIPOS DE MOLINOS

<http://www.zenithcrusher.com/es/>

2009-5-14

EFFECTOS DE LA FIBRA DE VIDRIO SOBRE LA SALUD

[http://www.atsdr.cdc.gov/toxprofiles/tp161.html#bookmark08./\(Toxicological Profile for Synthetic Vitreous Fibers\).](http://www.atsdr.cdc.gov/toxprofiles/tp161.html#bookmark08./(Toxicological%20Profile%20for%20Synthetic%20Vitreous%20Fibers).)

2011-9-21

PRINCIPIOS DE TRITURACIÓN Y MOLIENDA

<http://arcangelenlaescuela.blogspot.com/2009/11/resumen-de-trituracion-y-molienda>

2010-4-14

MÁQUINAS PULVERIZADORAS

http://personal.us.es/mfarevalo/recursos/tec_far/pulverizacion.pdf

2010-4-14

PROCESO DE MANUFACTURA DE LA FIBRA DE VIDRIO

<http://www.google.com.ec/search/proceso+de+manufactura+de+la+fibra+de+vidrio>

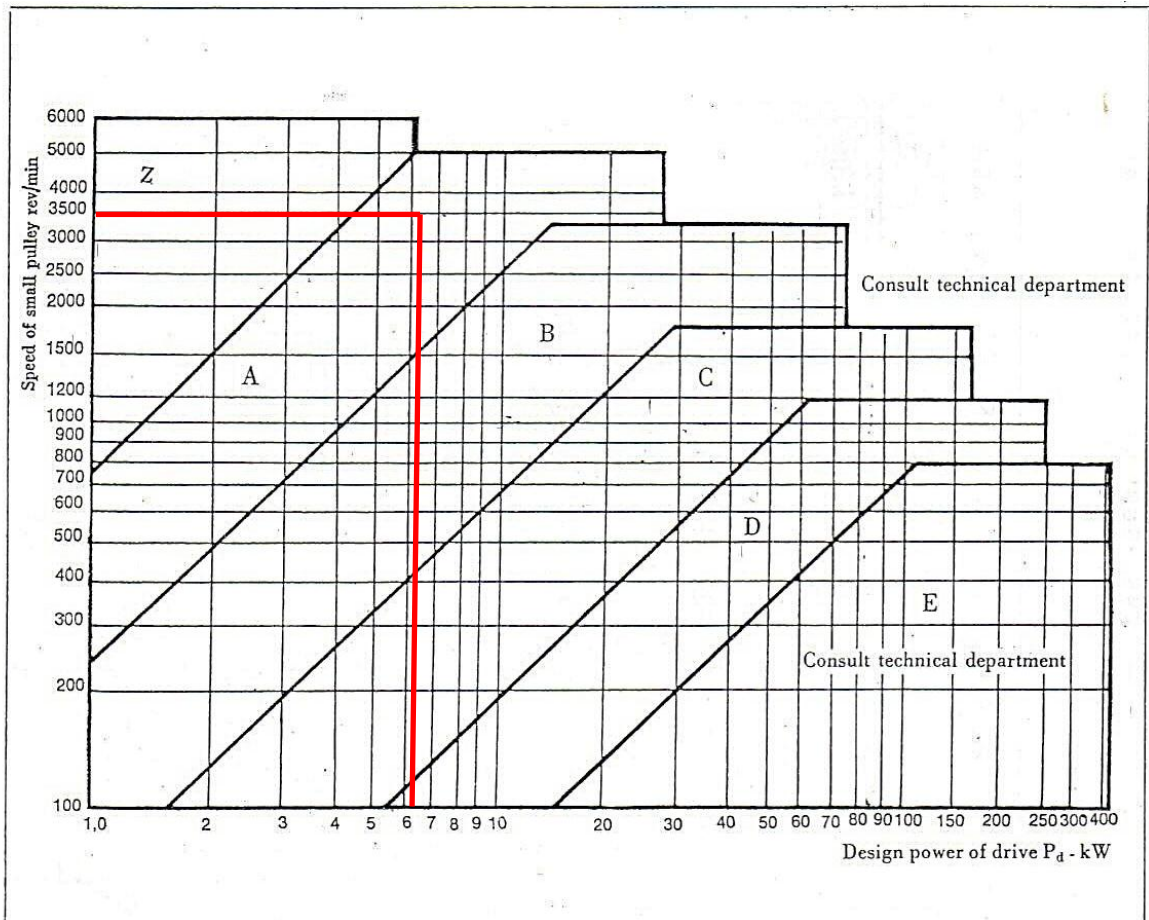
2010-4-14

ANEXOS

ANEXO A. Factor de carga C_2

Ejemplo de máquinas accionadas	Ejemplo de máquinas motrices					
	Los motores CA y trifásicos con un momento de arranque normal (de hasta 1,8 veces el momento nominal), por ejemplo, motores síncronos y monofásicos con fase auxiliar de arranque, motores trifásicos con arranque directo, arranque estrella/triángulo, con anillo colector; de corriente continua, de combustión interna y turbinas de $n > 600$ r.p.m			Los motores CA y trifásicos con un momento de arranque alto (más de 1,8 veces el momento nominal), por ejemplo, motores monofásicos con alto momento de arranque, motores con conexión principal CC conectados en serie y combinación, motores de combustión interna y turbinas de $n \leq 600$ r.p.m		
	Factor de carga c_2 para servicio diario (horas) hasta 10 más de 10 a partir de 16 hasta 16			Factor de carga c_2 para servicio diario (horas) up to 10 más de 10 a partir de 16 hasta 16		
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, byas transportadoras (cargas ligeras) ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Guillotinas, prensas, transportadores de cadena y bya (cargas pesadas), tamices vibradores, generadores y excitadores, amasadoras, máquinas herramienta (tornos, esmeriladoras), lavadoras, impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de pistón, transportadores de carga pesada, expulsos (transportadores helicoidales, cintas de placas, cangilones y pala), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria del papel, bombas de pistón, bombas draga, aserraderos, molinos de machacado	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Transmisiones muy pesadas Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calytras, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para madera	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

ANEXO B. Selección del tipo de banda



ANEXO C. Longitud de la banda

Table 10. Section A

Belt lengths*), matching, installation tolerances and
belt length correction factors

Belt No.	Standard pitch length ¹⁾ , mm	Installation tolerances		Correction factor for belt length K ₁
		Below calculated centre distance	Above calculated centre distance	
26	700	20	20	0.81
28	740	20	25	0.83
31	820	20	25	0.85
35	920	20	25	0.87
38	990	20	25	0.89
42	1100	20	40	0.91
46	1200	20	40	0.92
51	1330	20	40	0.94
55	1430	20	40	0.96
60	1550	20	40	0.99
64	1660	20	50	1.00
68	1760	20	50	1.01
71	1840	20	50	1.01
75	1940	20	50	1.02
78	2020	20	50	1.03
80	2070	20	50	1.05
85	2200	20	50	1.06
90	2320	20	50	1.07
96	2480	25	65	1.09
105	2700	25	65	1.10
112	2880	25	65	1.11
120	3080	25	65	1.12
128	3290	25	75	1.14

Standard pitch lengths to British standards.

¹⁾ Standard pitch length. see pages 6 & 7.

*) The table includes a nominal range of lengths. Correction factors for intermediate lengths can be interpolated.

ANEXO D. Factor de corrección para el ángulo de contacto de las bandas C_1

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96
0,85	130°	0,96
0,90	126°	0,96
0,95	123°	0,95
1,00	119°	0,94
1,05	115°	0,94
1,10	112°	0,93
1,15	109°	0,93
1,20	106°	0,92
1,25	103°	0,91
1,30	100°	0,91
1,35	96°	0,90
1,40	92°	0,88
1,45	88°	0,87
1,50	84°	0,86
1,55	80°	0,84
1,60	77°	0,83

ANEXO E. Factor de desarrollo C_3

Perfil SPZ, XPZ		Perfil SPA, XPA		Perfil SPB, XPB		Perfil SPC, XPC	
Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3	Desarrollo de referencia (mm)	c_3
630	0,83	800	0,81	1250	0,83	2000	0,85
670	0,84	850	0,82	1320	0,84	2120	0,86
710	0,85	900	0,83	1400	0,85	2240	0,86
750	0,86	950	0,84	1500	0,86	2360	0,87
800	0,87	1000	0,85	1600	0,87	2500	0,88
850	0,88	1060	0,86	1700	0,88	2650	0,89
900	0,89	1120	0,86	1800	0,89	2800	0,90
950	0,90	1180	0,87	1900	0,90	3000	0,91
1000	0,91	1250	0,88	2000	0,91	3150	0,91
1060	0,92	1320	0,89	2120	0,92	3350	0,92
1120	0,93	1400	0,90	2240	0,93	3550	0,93
1180	0,94	1500	0,91	2360	0,93	3750	0,94
1250	0,95	1600	0,92	2500	0,94	4000	0,95
1320	0,96	1700	0,93	2650	0,95	4250	0,96
1400	0,98	1800	0,94	2800	0,96	4500	0,97
1500	0,99	1900	0,95	3000	0,97	4750	0,98
1600	1,00	2000	0,96	3150	0,98	5000	0,98
1700	1,01	2120	0,97	3350	0,99	5300	0,99
1800	1,02	2240	0,98	3550	1,00	5600	1,00
1900	1,03	2360	0,99	3750	1,01	6000	1,01
2000	1,04	2500	1,00	4000	1,02	6300	1,02
2120	1,05	2650	1,01	4250	1,03	6700	1,03
2240	1,06	2800	1,02	4500	1,04	7100	1,04
2360	1,07	3000	1,03	4700	1,04	7500	1,04
2500	1,08	3150	1,04	5000	1,05	8000	1,05
2650	1,09	3350	1,05	5300	1,06	8500	1,06
2800	1,10	3550	1,06	5600	1,07	9000	1,07
3000	1,11	3750	1,07	6000	1,08	9500	1,08
3150	1,12	4000	1,08	6300	1,09	10000	1,09
3350	1,13	4250	1,09	6700	1,10	10600	1,09
3550	1,15	4500	1,10	7100	1,11	11200	1,10
3750	1,16	4750	1,11	7500	1,12	11800	1,11
4000	1,17	5000	1,12	8000	1,13	12500	1,12
4250	1,18	5300	1,13	8500	1,14	13200	1,13
4500	1,19	5600	1,14	9000	1,15	14000	1,14
		6000	1,15	9500	1,16	15000	1,15
				10000	1,17		

ANEXO F. Potencia transmitida por banda P_N

Table 9. Section A

Power per belt kW (Basic power)

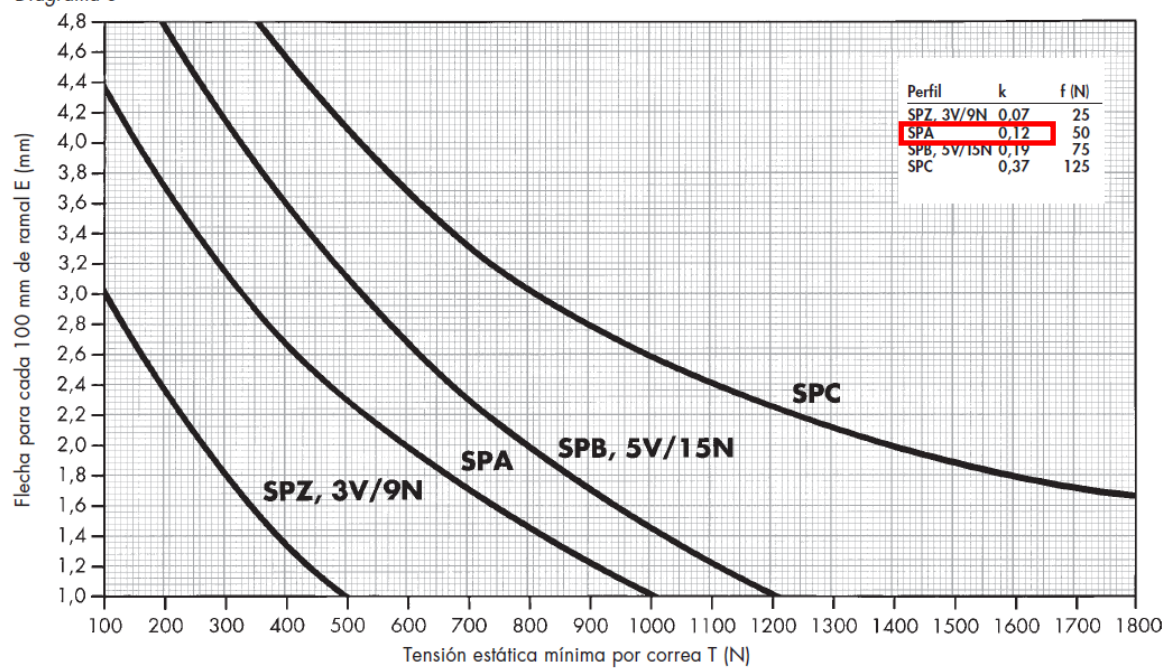
Rev/min of small pulley	Pitch diameter of small pulley, d_p , mm									
	75	80	85	90	95	100	106	112	118	125 and over
720	0,56	0,62	0,67	0,77	0,83	0,92	0,99	1,06	1,17	1,26
960	0,69	0,77	0,86	0,95	1,04	1,14	1,26	1,38	1,50	1,63
1 440	0,92	1,04	1,17	1,33	1,47	1,60	1,75	1,90	2,06	2,22
2 880	1,44	1,68	1,93	2,16	2,39	2,61	2,87	3,13	3,39	3,62
200	0,19	0,21	0,24	0,27	0,29	0,31	0,34	0,37	0,40	0,43
400	0,33	0,38	0,43	0,47	0,52	0,56	0,62	0,67	0,73	0,79
600	0,46	0,53	0,59	0,66	0,73	0,79	0,87	0,95	1,02	1,11
800	0,57	0,66	0,75	0,83	0,92	1,00	1,10	1,20	1,30	1,42
1000	0,68	0,79	0,89	0,96	1,10	1,20	1,33	1,45	1,57	1,71
1200	0,78	0,90	1,03	1,15	1,27	1,39	1,54	1,68	1,82	1,98
1400	0,87	1,01	1,15	1,29	1,43	1,57	1,74	1,90	2,06	2,25
1600	0,96	1,12	1,28	1,43	1,59	1,74	1,93	2,11	2,29	2,49
1800	1,04	1,21	1,39	1,56	1,73	1,90	2,10	2,30	2,50	2,72
2000	1,11	1,31	1,50	1,69	1,87	2,06	2,27	2,49	2,70	2,94
2200	1,19	1,39	1,60	1,80	2,00	2,20	2,43	2,66	2,89	3,14
2400	1,25	1,47	1,69	1,91	2,12	2,33	2,58	2,82	3,06	3,33
2600	1,31	1,55	1,78	2,01	2,24	2,46	2,72	2,97	3,22	3,50
2800	1,37	1,62	1,86	2,11	2,34	2,57	2,85	3,11	3,36	3,65
3000	1,42	1,68	1,94	2,19	2,44	2,68	2,96	3,23	3,49	3,79
3200	1,46	1,74	2,00	2,27	2,52	2,77	3,06	3,34	3,61	3,90
3400	1,50	1,79	2,07	2,34	2,60	2,85	3,15	3,43	3,70	4,00
3500	1,54	1,83	2,12	2,40	2,67	2,93	3,22	3,51	3,78	4,07
3800	1,57	1,87	2,17	2,45	2,72	2,99	3,27	3,57	3,84	4,12
4000	1,59	1,90	2,20	2,49	2,77	3,03	3,33	3,61	3,88	4,15
4200	1,61	1,93	2,23	2,52	2,80	3,07	3,37	3,64	3,89	4,16
4400	1,62	1,94	2,25	2,55	2,82	3,09	3,38	3,65	3,89	4,14
4600	1,62	1,95	2,26	2,56	2,84	3,09	3,38	3,63	3,87	4,10
4800	1,62	1,95	2,26	2,56	2,83	3,09	3,36	3,61	3,82	
5000	1,61	1,94	2,26	2,55	2,82	3,07	3,33	3,56		
5200	1,60	1,93	2,24	2,53	2,79	3,03	3,28			
5400	1,57	1,91	2,21	2,50	2,75	2,98	3,21			
5600	1,54	1,87	2,18	2,45	2,69	2,91				
5800	1,51	1,83	2,13	2,39	2,62					
6000	1,46	1,78	2,07	2,32	2,54					

Additional power

Rev/min of small pulley	Additional power per belt kW for various transmission ratios.									
	1.00- 1.01	1.02- 1.04	1.05- 1.08	1.09- 1.12	1.13- 1.18	1.19- 1.24	1.25- 1.34	1.35- 1.51	1.52- 1.99	2.00 and over
720	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
960	0,00	0,01	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10	0,12
1 440	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,19
2 880	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,29	0,34	0,38
200	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02
400	0,00	0,00	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05
600	0,00	0,00	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08
800	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11
1000	0,00	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,10	0,12	0,13
1200	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,12	0,14	0,16
1400	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18
1600	0,00	0,02	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14	0,16	0,19	0,21
1800	0,00	0,03	0,05	0,08	0,11	0,13	0,16	0,18	0,21	0,24
2000	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,20	0,23	0,26
2200	0,00	0,03	0,06	0,10	0,13	0,16	0,19	0,22	0,26	0,29
2400	0,00	0,04	0,07	0,10	0,14	0,18	0,21	0,25	0,28	0,32
2600	0,00	0,04	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,27	0,30	0,34
2800	0,00	0,04	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,29	0,33	0,37
3000	0,00	0,04	0,09	0,13	0,18	0,22	0,26	0,31	0,35	0,39
3200	0,00	0,05	0,09	0,14	0,19	0,23	0,28	0,33	0,37	0,42
3400	0,00	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
3500	0,00	0,05	0,10	0,16	0,21	0,26	0,32	0,37	0,42	0,47
3800	0,00	0,06	0,11	0,17	0,22	0,28	0,33	0,39	0,44	0,50
4000	0,00	0,06	0,12	0,18	0,23	0,29	0,35	0,41	0,47	0,53

ANEXO G. Constante para la fuerza centrífuga k

Diagrama 8



ANEXO H. Selección del rodamiento

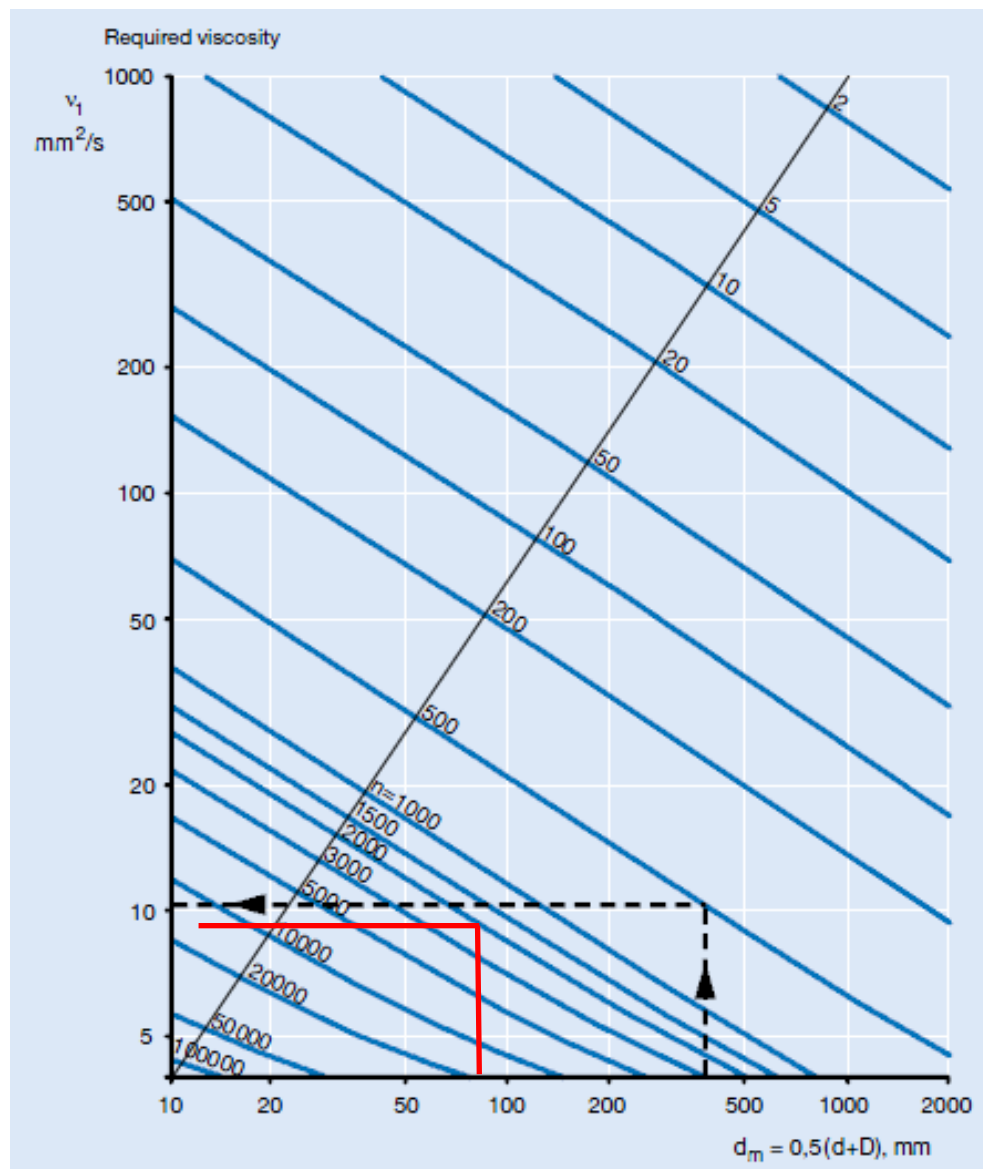
Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass Bearing + sleeve	Designations Bearing	Adapter sleeve
d ₁	D	B	C	C ₀	P _u	Refer-ence speed	Limiting speed			
mm			kN		kN	r/min		kg	–	
17	47	14	12,7	3,4	0,18	32 000	20 000	0,16	1204 EKTN9	H 204
20	52	15	14,3	4	0,21	28 000	18 000	0,21	1205 EKTN9	H 205
	52	18	16,8	4,4	0,23	26 000	18 000	0,23	2205 EKTN9	H 305
	52	18	14,3	4	0,21	–	9 000	0,23	2205 E-2RS1KTN9	H 305 C
	62	17	19	5,4	0,28	22 000	15 000	0,33	1305 EKTN9	H 305
25	62	16	15,6	4,65	0,24	24 000	15 000	0,32	▶ 1206 EKTN9	H 206
	62	20	23,8	6,7	0,35	22 000	15 000	0,36	2206 EKTN9	H 306
	62	20	15,6	4,65	0,24	–	7 500	0,36	2206 E-2RS1KTN9	H 306 C
	72	19	22,5	6,8	0,36	19 000	13 000	0,49	1306 EKTN9	H 306
	72	27	31,2	8,8	0,45	18 000	13 000	0,61	2306 K	H 2306
30	72	17	19	6	0,31	20 000	13 000	0,44	▶ 1207 EKTN9	H 207
	72	23	30,7	8,8	0,46	18 000	12 000	0,54	2207 EKTN9	H 307
	72	23	19	6	0,31	–	6 300	0,55	2207 E-2RS1KTN9	H 307 C
	80	21	26,5	8,5	0,43	16 000	11 000	0,65	1307 EKTN9	H 307
	80	31	39,7	11,2	0,59	18 000	12 000	0,84	2307 EKTN9	H 2307
35	80	18	19,9	6,95	0,36	18 000	11 000	0,58	▶ 1208 EKTN9	H 208
	80	23	31,9	10	0,51	16 000	11 000	0,58	2208 EKTN9	H 308
	80	23	19,9	6,95	0,36	–	5 600	0,67	2208 E-2RS1KTN9	H 308 C
	90	23	33,8	11,2	0,57	14 000	9 500	0,85	1308 EKTN9	H 308
	90	33	54	16	0,82	14 000	10 000	1,10	2308 EKTN9	H 2308
40	85	19	22,9	7,8	0,40	17 000	11 000	0,68	▶ 1209 EKTN9	H 209
	85	23	32,5	10,6	0,54	15 000	10 000	0,78	2209 EKTN9	H 309
	85	23	22,9	7,8	0,40	–	5 300	1,20	2209 E-2RS1KTN9	H 309 C
	100	25	39	13,4	0,70	12 000	8 500	1,20	1309 EKTN9	H 309
	100	36	63,7	19,3	1	13 000	9 000	1,40	2309 EKTN9	H 2309

ANEXO I. Valores de confiabilidad a_1

Valor del factor a_1	
Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

Fuente: Catálogo General SKF

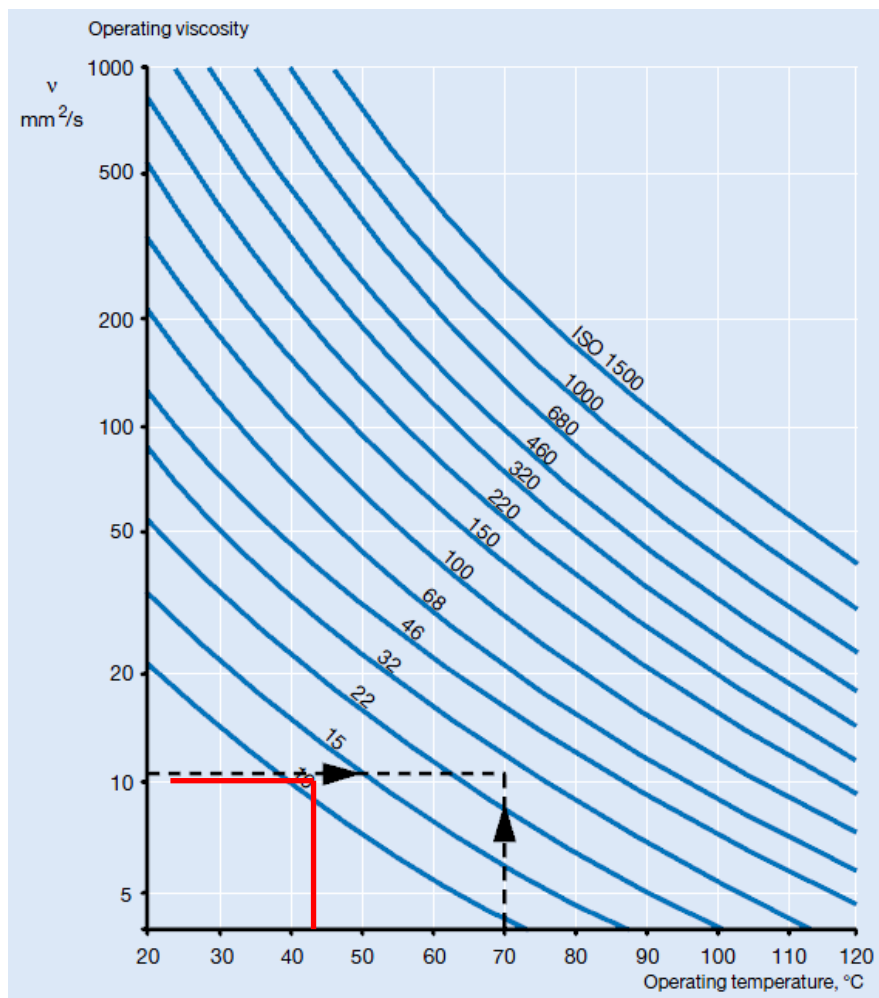
ANEXO J. Viscosidad cinemática requerida γ_1



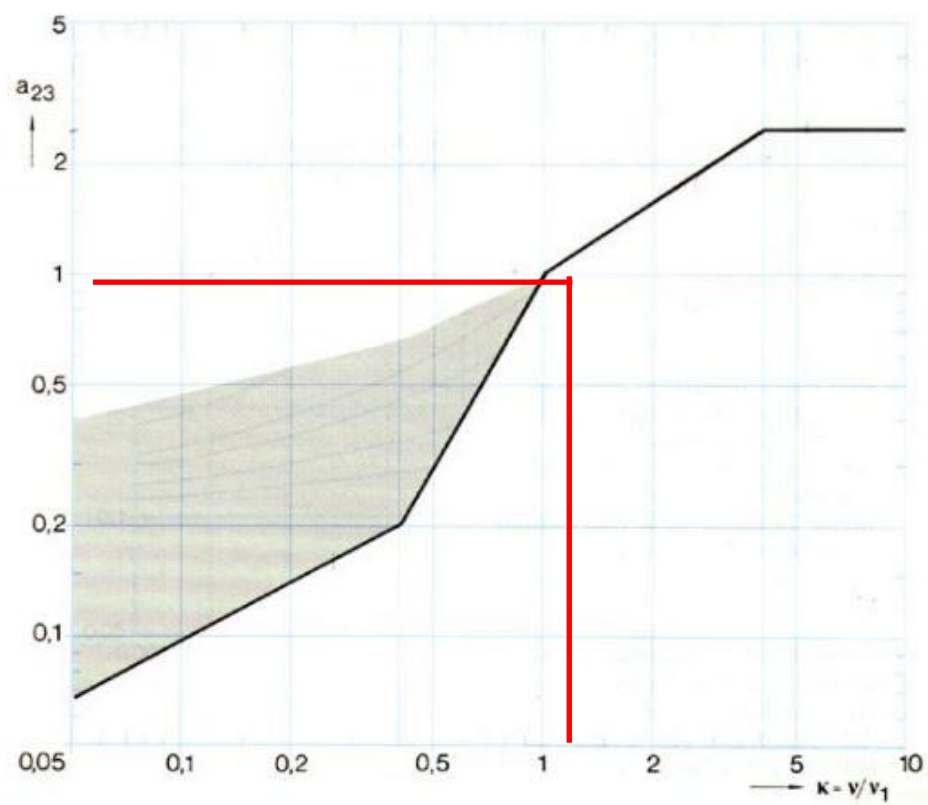
ANEXO K. Viscosidad ISO

ISO viscosity classification to ISO 3448			
ISO viscosity grade	Kinematic viscosity limits at 40 °C		
	mean	min	max
–	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

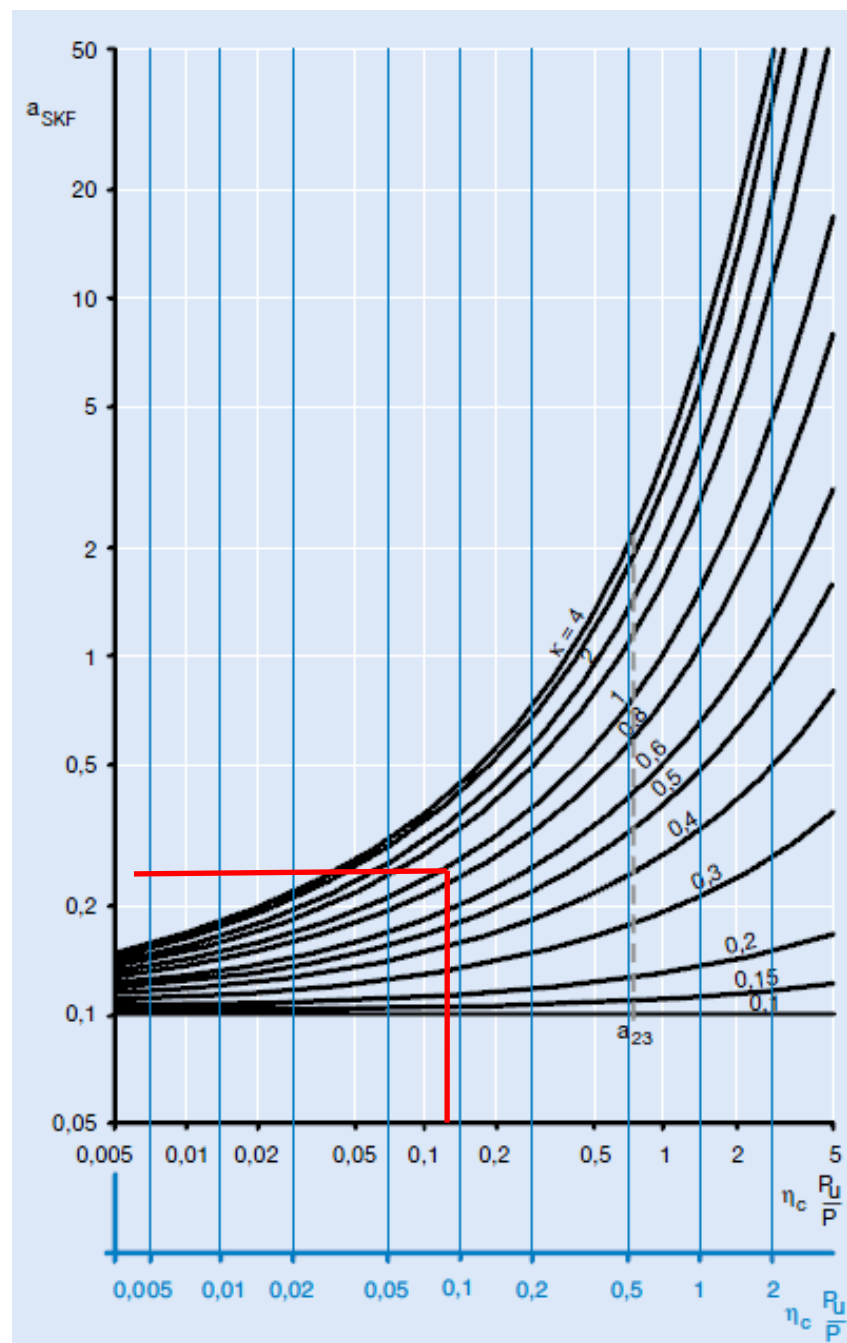
ANEXO L. Viscosidad operativa γ



ANEXO M. Factor a_{23}



ANEXO N. Factor a_{SKF}



ANEXO O. Factor de esfuerzos estáticos **f_s**

$f_s = 1,2$ hasta $2,5$ para exigencias elevadas

$f_s = 0,8$ hasta $1,2$ para exigencias normales

$f_s = 0,5$ hasta $0,8$ para exigencias reducidas

ANEXO P. Factor de esfuerzos dinámicos f_L

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas

L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

ANEXO Q. Factor de esfuerzos dinámicos f_n

▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

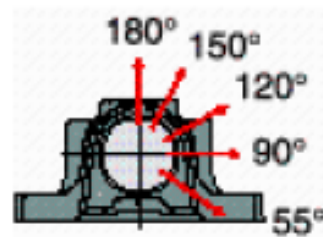
n min^{-1}	f_n	n min^{-1}	f_n	n min^{-1}	f_n	n min^{-1}	f_n
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214

ANEXO R. Selección del tipo de caja

Shaft	Housing Dimensions										Mass	Designations	Components	Seals	End cover
d_a	A	A_1	H	H_1	H_2	J	L	N	N_1	G		Housing complete with two seals	Housing only		
mm	mm										kg	–			
40	85	60	109	60	25	170	205	20	15	12	2,90	SNL 509 TG	SNL 509	TSN 509 G	ASNH 509
												SNL 509 TA	SNL 509	TSN 509 A	ASNH 509
												SNL 509 TS	SNL 509	TSN 509 S	ASNH 509
												SNL 509 TND	SNL 509	TSN 509 ND	ASNH 509

Breaking loads, housing [kN]

P_{0°	160
P_{55°	230
P_{90°	140
P_{120°	100
P_{150°	90
P_{180°	115
P_a	75



The limit for P_{0° applies only when the housing is not supported over its entire base area

ANEXO S. Factor de carga C_2

Ejemplo de máquinas accionadas	Ejemplo de máquinas motrices					
	Los motores CA y trifásicos con un momento de arranque normal (de hasta 1,8 veces el momento nominal), por ejemplo, motores síncronos y monofásicos con fase auxiliar de arranque, motores trifásicos con arranque directo, arranque estrella/triángulo, con anillo colector; de corriente continua, de combustión interna y turbinas de $n > 600$ r.p.m			Los motores CA y trifásicos con un momento de arranque alto (más de 1,8 veces el momento nominal), por ejemplo, motores monofásicos con alto momento de arranque, motores con conexión principal CC conectados en serie y combinación, motores de combustión interna y turbinas de $n \leq 600$ r.p.m		
	Factor de carga c_2 para servicio diario (horas) hasta 10 más de 10 hasta 16 a partir de 16			Factor de carga c_2 para servicio diario (horas) up to 10 más de 10 hasta 16 a partir de 16		
Transmisiones ligeras Bombas centrífugas y compresores, byas transportadoras (cargas ligeras) ventiladores y bombas de hasta 7,5 kW	1,1	1,1	1,2	1,1	1,2	1,3
Transmisiones medias Guillotinas, prensas, transportadores de cadena y bya (cargas pesadas), tamices vibradores, generadores y excitadores, amasadoras, máquinas herramienta (tornos, esmeriladoras), lavadoras, Impresoras, ventiladores y bombas de más de 7,5 kW	1,1	1,2	1,3	1,2	1,3	1,4
Transmisiones pesadas Molinos, compresores de pistón, transportadores de carga pesada, expulsos (transportadores helicoidales, cintas de placas, cangilones y pala), ascensores, prensas de ladrillos, maquinaria textil, maquinaria del papel, bombas de pistón, bombas draga, aserraderos, molinos de machacado	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Transmisiones muy pesadas Molinos de carga pesada, trituradoras de piedra, calyras, mezcladoras, tornos, grúas, dragas, maquinaria pesada para madera	1,3	1,4	1,5	1,5	1,6	1,8

ANEXO T. Potencia transmitida por banda P_N

Poleas	v (m/s)	n _k (min ⁻¹)	Diámetro de referencia de la polea pequeña d _{dk} (mm)													
			224	250	280	300	315	335	355	375	400	450	500	560	630	710
⑤		700	10,46	13,11	16,13	18,11	19,58	21,52	23,44	25,34	27,68	32,24	36,64	41,70	47,28	53,19
		950	13,27	16,71	20,58	23,11	24,97	27,42	29,82	32,18	35,05	40,55	45,70	51,38	57,27	62,91
		1450	17,79	22,48	27,64	30,92	33,30	36,35	39,26	42,02	45,25	50,94	55,51	59,36	61,37	
		2850	20,63	25,52	29,58	31,27	31,96									
		50	1,08	1,31	1,58	1,75	1,89	2,06	2,23	2,41	2,62	3,05	3,48	3,99	4,58	5,25
		100	1,99	2,44	2,94	3,28	3,53	3,87	4,20	4,53	4,95	5,77	6,58	7,56	8,68	9,95
		200	3,64	4,49	5,46	6,11	6,59	7,22	7,86	8,49	9,28	10,84	12,38	14,22	16,34	18,73
		300	5,16	6,40	7,81	8,75	9,44	10,37	11,29	12,21	13,34	15,60	17,83	20,47	23,50	26,90
		350	5,89	7,31	8,94	10,01	10,82	11,88	12,94	13,99	15,30	17,88	20,44	23,45	26,90	30,77
		400	6,59	8,20	10,04	11,25	12,16	13,36	14,55	15,73	17,21	20,11	22,97	26,35	30,20	34,48
		450	7,28	9,07	11,11	12,46	13,47	14,80	16,12	17,44	19,07	22,28	25,44	29,15	33,37	38,04
		500	7,95	9,91	12,16	13,64	14,75	16,21	17,66	19,10	20,88	24,39	27,83	31,86	36,42	41,44
		550	8,60	10,74	13,19	14,80	16,00	17,59	19,16	20,72	22,65	26,44	30,15	34,48	39,34	44,66
		600	9,23	11,55	14,19	15,93	17,22	18,93	20,62	22,30	24,37	28,44	32,39	36,99	42,13	47,70
		650	9,85	12,34	15,17	17,03	18,42	20,24	22,05	23,84	26,05	30,37	34,56	39,40	44,78	50,55
		700	10,46	13,11	16,13	18,11	19,58	21,52	23,44	25,34	27,68	32,24	36,64	41,70	47,28	53,19

ANEXO U. Factor de corrección para transmisiones especiales **d_z**

Factor de corrección D_z para el cálculo del diámetro teórico

Correas trapeciales clásicas

Perfil	Z/10	A/13	B/17	C/22	D/32	E/40
D_z (mm)	7	10	13	18	23	25

ANEXO V. Longitud de la banda

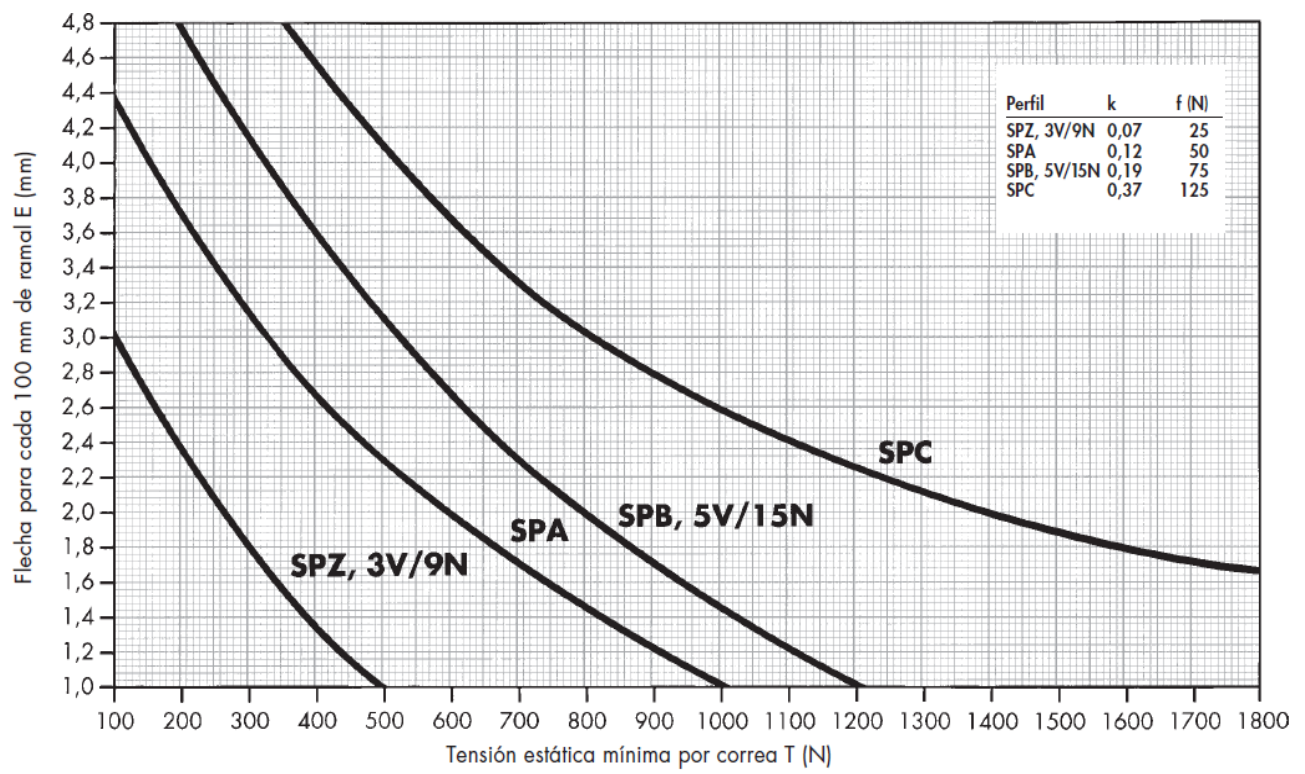
Perfil C/22					
No. correa	Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo interior L_i (mm)	No. correa	Desarrollo de referencia ISO L_d (mm)	Desarrollo interior L_i (mm)
C 43	1148	1090	C 102	2649	2591
C 47	1258	1200	C 104	2700	2642
C 48	1273	1215	C 105	2725	2667
C 49	1308	1250	C 106	2750	2692
C 51	1353	1295	C 108	2808	2750
C 52	1378	1320	C 110	2858	2800
C 53	1408	1350	C 112	2903	2845
C 54	1433	1375	C 114	2954	2896
C 55	1458	1450	C 115	2979	2921
C 56	1483	1425	C 116	3008	2950
C 57	1508	1450	C 117	3023	2965
C 58	1533	1475	C 118	3058	3000
C 59	1558	1500	C 120	3106	3048
C 60	1582	1524	C 122	3157	3099
C 61	1608	1550	C 124	3208	3150
C 62	1632	1574	C 126	3258	3200
C 63	1658	1600	C 128	3308	3250
C 65	1708	1650	C 130	3360	3302
C 66	1734	1676	C 132	3408	3350
C 67	1758	1700	C 134	3462	3404
C 68	1785	1727	C 136	3508	3450
C 69	1808	1750	C 138	3563	3505
C 70	1836	1778	C 140	3608	3550
C 71	1858	1800	C 142	3665	3607
C 72	1887	1829	C 144	3716	3658
C 73	1912	1854	C 146	3758	3700
C 74	1938	1880	C 148	3808	3750
C 75	1958	1900	C 150	3868	3810
C 76	1988	1930	C 158	4058	4000
C 77	2014	1956	C 162	4158	4100
C 78	2039	1981	C 166	4274	4216
C 79	2058	2000	C 167	4308	4250
C 80	2090	2032	C 168	4325	4267

ANEXO W. Factor de corrección para el arco de contacto de la banda **C₁**

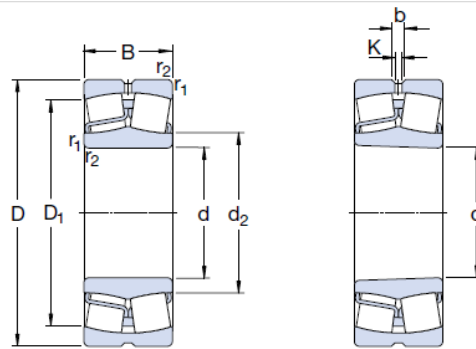
Tabla 55: Factor de ángulo de contacto c_1 (solamente para accionamientos trapecial-planos)

$k_f = \frac{D_a - d_d}{a}$	$\beta =$	c_1
0	180°	0,75
0,07	176°	0,76
0,15	170°	0,77
0,22	167°	0,79
0,29	163°	0,79
0,35	163°	0,79
0,40	156°	0,81
0,45	153°	0,81
0,50	150°	0,82
0,57	146°	0,83
0,64	143°	0,84
0,70	140°	0,85
0,75	137°	0,85
0,80	134°	0,86
0,85	130°	0,86
0,92	125°	0,84
1,00	120°	0,82
1,07	115°	0,80
1,15	110°	0,78
1,21	106°	0,77
1,30	100°	0,73
1,36	96°	0,72
1,45	90°	0,70

ANEXO X. Constante para la fuerza centrífuga K



ANEXO Y. Selección del rodamiento



Cylindrical bore

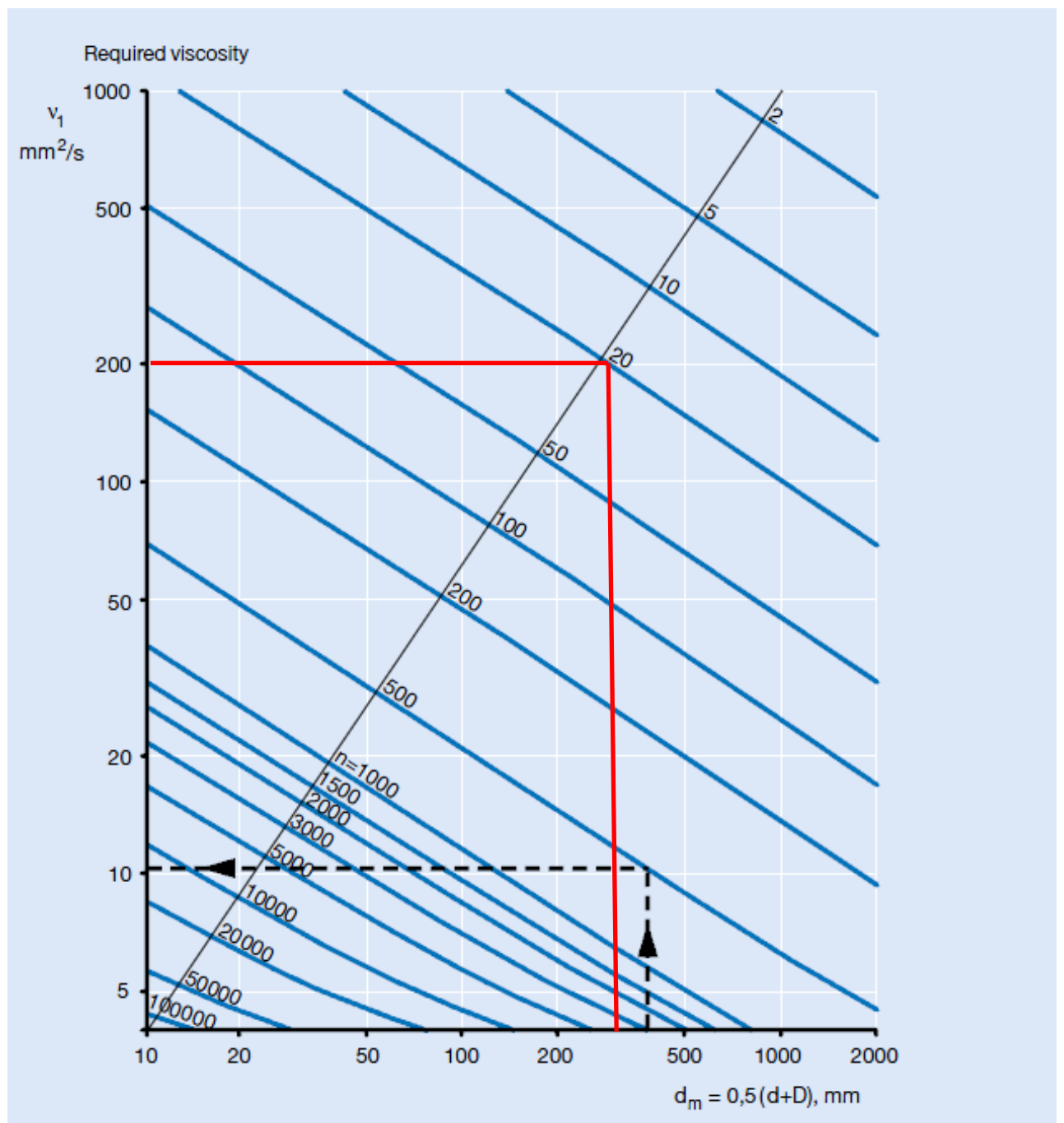
Tapered bore

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Refer-ence speed	Limiting speed	kg	Bearing with cylindrical bore	tapered bore
mm			kN		kN	r/min			–	
75	115	40	173	232	28,5	3 800	5 300	1,55	* 24015 CC/W33	–
	130	31	212	240	26,5	4 800	6 300	1,70	* 22215 E	* 22215 EK
	160	37	285	325	34,5	4 000	5 600	3,75	* 21315 E	* 21315 EK
	160	55	440	475	48	3 200	4 300	5,55	* 22315 E	* 22315 EK
80	140	33	236	270	29	4 300	6 000	2,10	* 22216 E	* 22216 EK
	170	39	325	375	39	3 800	5 300	4,45	* 21316 E	* 21316 EK
	170	58	490	540	54	3 000	4 000	6,60	* 22316 E	* 22316 EK
85	150	36	285	325	34,5	4 000	5 600	2,65	* 22217 E	* 22217 EK
	180	41	325	375	39	3 800	5 300	5,20	* 21317 E	* 21317 EK
	180	60	550	620	61	2 800	3 800	7,65	* 22317 E	* 22317 EK
90	160	40	325	375	39	3 800	5 300	3,40	* 22218 E	* 22218 EK
	160	52,4	355	440	48	2 800	3 800	4,65	* 23218 CC/W33	* 23218 CCK/W33
	190	43	380	450	46,5	3 600	4 800	6,10	* 21318 E	* 21318 EK
	190	64	610	695	67	2 600	3 600	9,05	* 22318 E	* 22318 EK
95	170	43	380	450	46,5	3 600	4 800	4,15	* 22219 E	* 22219 EK
	200	45	425	490	49	3 400	4 500	7,05	* 21319 E	* 21319 EK
	200	67	670	765	73,5	2 600	3 400	10,5	* 22319 E	* 22319 EK
100	150	50	285	415	45,5	2 800	4 000	3,15	* 24020 CC/W33	–
	165	52	365	490	53	3 000	4 000	4,55	* 23120 CC/W33	* 23120 CCK/W33
	165	65	455	640	68	2 200	3 200	5,65	* 24120 CC/W33	–
	180	46	425	490	49	3 400	4 500	4,90	* 22220 E	* 22220 EK
	180	60,3	475	600	63	2 400	3 400	6,85	* 23220 CC/W33	* 23220 CCK/W33
	215	47	425	490	49	3 400	4 500	8,60	* 21320 E	* 21320 EK
	215	73	815	950	88	2 400	3 000	13,5	* 22320 E	* 22320 EK
110	170	45	310	440	46,5	3 400	4 300	3,80	* 23022 CC/W33	* 23022 CCK/W33
	170	60	415	620	67	2 200	3 600	5,00	* 24022 CC/W33	* 24022 CCK30/W33
	180	56	430	585	61	2 800	3 600	5,75	* 23122 CC/W33	* 23122 CCK/W33
	180	69	520	750	78	2 200	3 000	7,10	* 24122 CC/W33	* 24122 CCK30/W33
	200	53	560	640	63	3 000	4 000	7,00	* 22222 E	* 22222 EK
	200	69,8	600	765	76,5	2 200	3 000	9,85	* 23222 CC/W33	* 23222 CCK/W33
	240	80	950	1 120	100	2 000	2 800	18,4	* 22322 E	* 22322 EK

ANEXO Z. Factor de confiabilidad para **a_1**

Valor del factor a_1	
Fiabilidad %	a_1
90	1
95	0,62
96	0,53
97	0,44
98	0,33
99	0,21

ANEXO AA. Viscosidad cinemática requerida γ_1

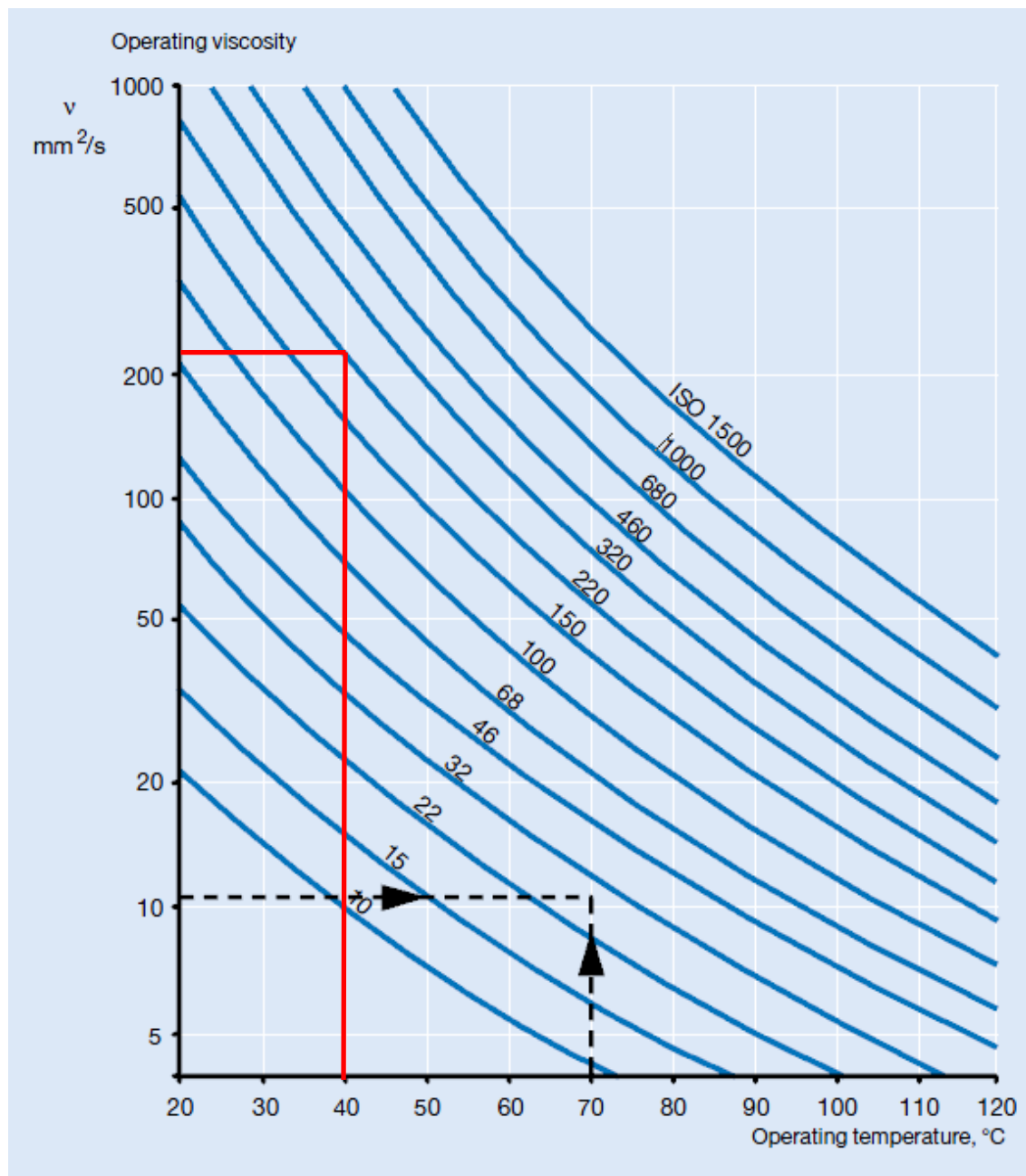


ANEXO AB. Clase ISO de viscosidad

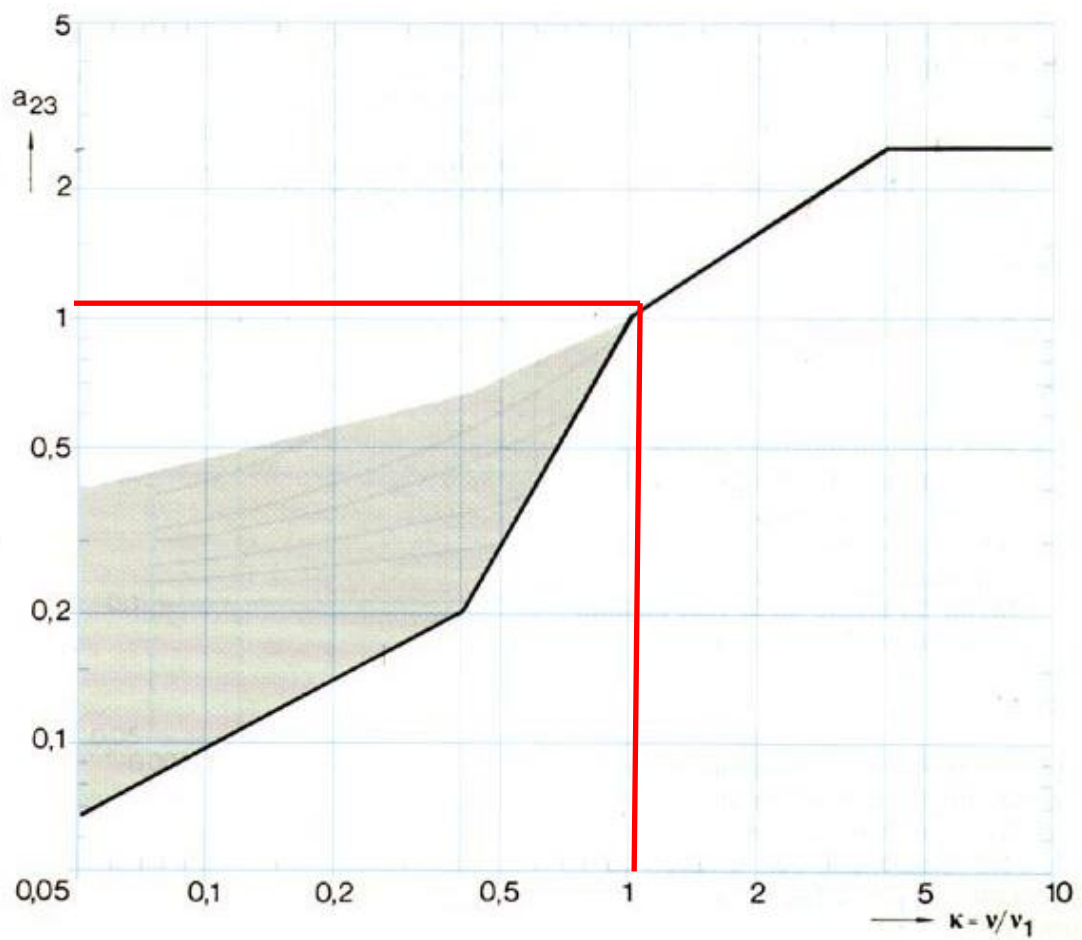
Table 3

ISO viscosity classification to ISO 3448			
ISO viscosity grade	Kinematic viscosity limits at 40 °C		
	mean	min	max
—	mm ² /s		
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,0
ISO VG 15	15	13,5	16,5
ISO VG 22	22	19,8	24,2
ISO VG 32	32	28,8	35,2
ISO VG 46	46	41,4	50,6
ISO VG 68	68	61,2	74,8
ISO VG 100	100	90,0	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1 000	1 000	900	1 100
ISO VG 1 500	1 500	1 350	1 650

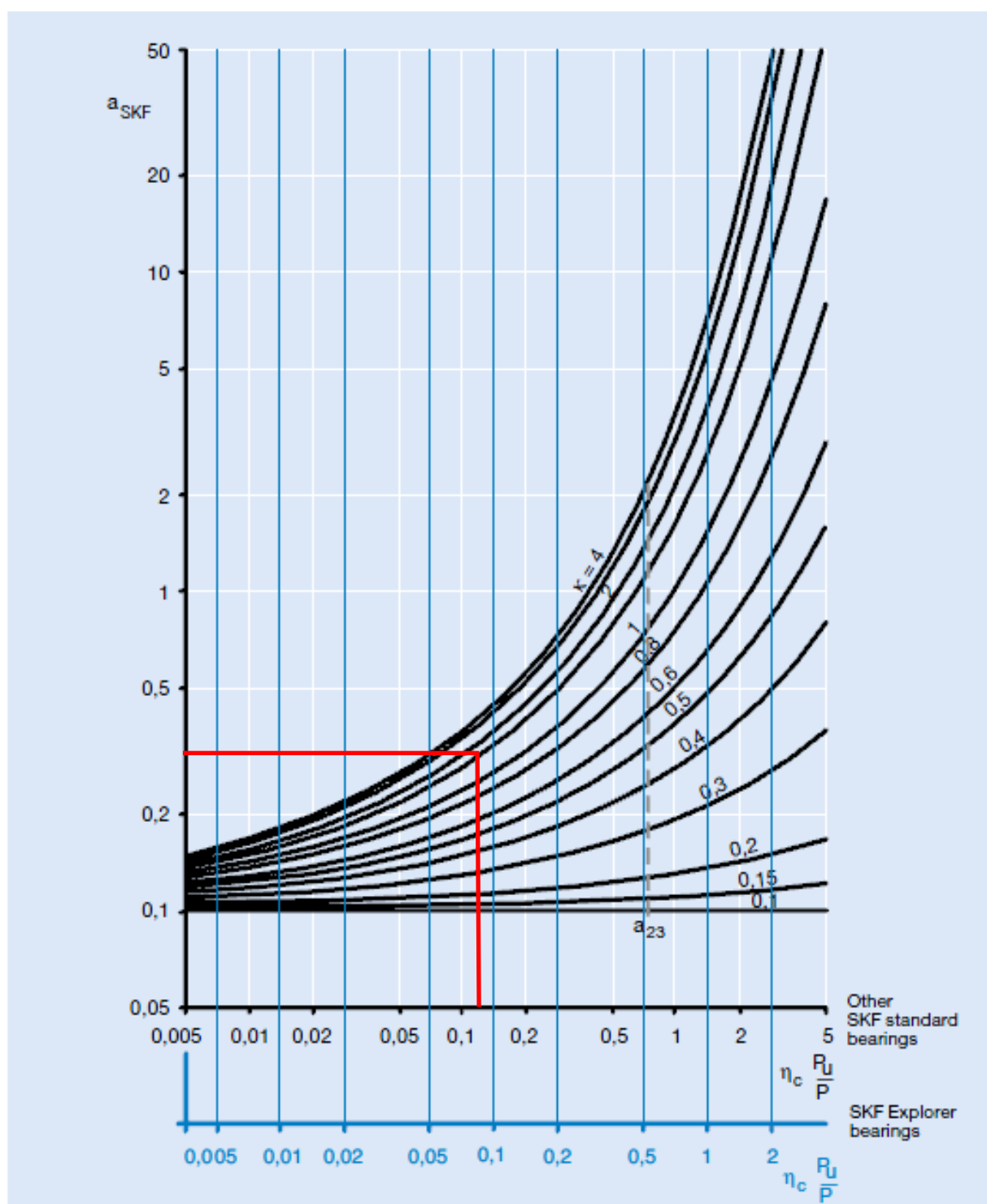
ANEXO AC. Viscosidad requerida γ



ANEXO AD. Factor que considera la calidad de la lubricación a_{23}



ANEXO AE. Factor a_{SKF}



ANEXO AF. Factor de esfuerzos estáticos f_s

$f_s = 1,2$ hasta 2,5 para exigencias elevadas
 $f_s = 0,8$ hasta 1,2 para exigencias normales
 $f_s = 0,5$ hasta 0,8 para exigencias reducidas

ANEXO AG. Factor de esfuerzos dinámicos f_L

Duración L_h y factor de velocidad f_n para rodamientos de rodillos y de agujas

▼ Valores f_L para rodamientos de rodillos y de agujas

L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L	L_h h	f_L
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75
360	0,906	1400	1,36	5000	2	22000	3,11	100000	4,9
380	0,921	1500	1,39	5500	2,05	24000	3,19	150000	5,54
400	0,935	1600	1,42	6000	2,11	26000	3,27	200000	6,03

ANEXO AH. Factor de esfuerzos dinámicos f_n

▼ Valores f_n para rodamientos de rodillos y de agujas

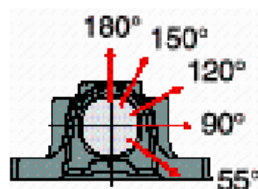
n min^{-1}	f_n	n min^{-1}	f_n	n min^{-1}
10	1,44	55	0,861	340
11	1,39	60	0,838	360
12	1,36	65	0,818	380
13	1,33	70	0,8	400
14	1,3	75	0,784	420
15	1,27	80	0,769	440
16	1,25	85	0,755	460
17	1,22	90	0,742	480
18	1,2	95	0,73	500
19	1,18	100	0,719	550
20	1,17	110	0,699	600
22	1,13	120	0,681	650
24	1,1	130	0,665	700
26	1,08	140	0,65	750
28	1,05	150	0,637	800
30	1,03	160	0,625	850
32	1,01	170	0,613	900
34	0,994	180	0,603	950
36	0,977	190	0,593	1000
38	0,961	200	0,584	1100
40	0,947	220	0,568	1200
42	0,933	240	0,553	1300
44	0,92	260	0,54	1400
46	0,908	280	0,528	1500
48	0,896	300	0,517	1600
50	0,885	320	0,507	1700

ANEXO AI. Selección del soporte (cajera)

100	175	120	242	125	45	350	410	32	26	24	22,0	SNL 522 TG	SNL 522-619	TSN 522 G	ASNH 522-619
												SNL 522 TA	SNL 522-619	TSN 522 A	ASNH 522-619
												SNL 522 TS	SNL 522-619	TSN 522 S	ASNH 522-619
110	185	120	271	140	45	350	410	32	26	24	26,2	SNL 522 TND	SNL 522-619	TSN 522 ND	ASNH 522-619
												SNL 524 TG	SNL 524-620	TSN 524 G	ASNH 524-620
												SNL 524 TA	SNL 524-620	TSN 524 A	ASNH 524-620
												SNL 524 TS	SNL 524-620	TSN 524 S	ASNH 524-620
115	190	130	290	150	50	380	445	35	28	24	33,0	SNL 524 TND	SNL 524-620	TSN 524 ND	ASNH 524-620
												SNL 526 TG	SNL 526	TSN 526 G	ASNH 526
												SNL 526 TA	SNL 526	TSN 526 A	ASNH 526
												SNL 526 TS	SNL 526	TSN 526 S	ASNH 526
												SNL 526 TND	SNL 526	TSN 526 ND	ASNH 526

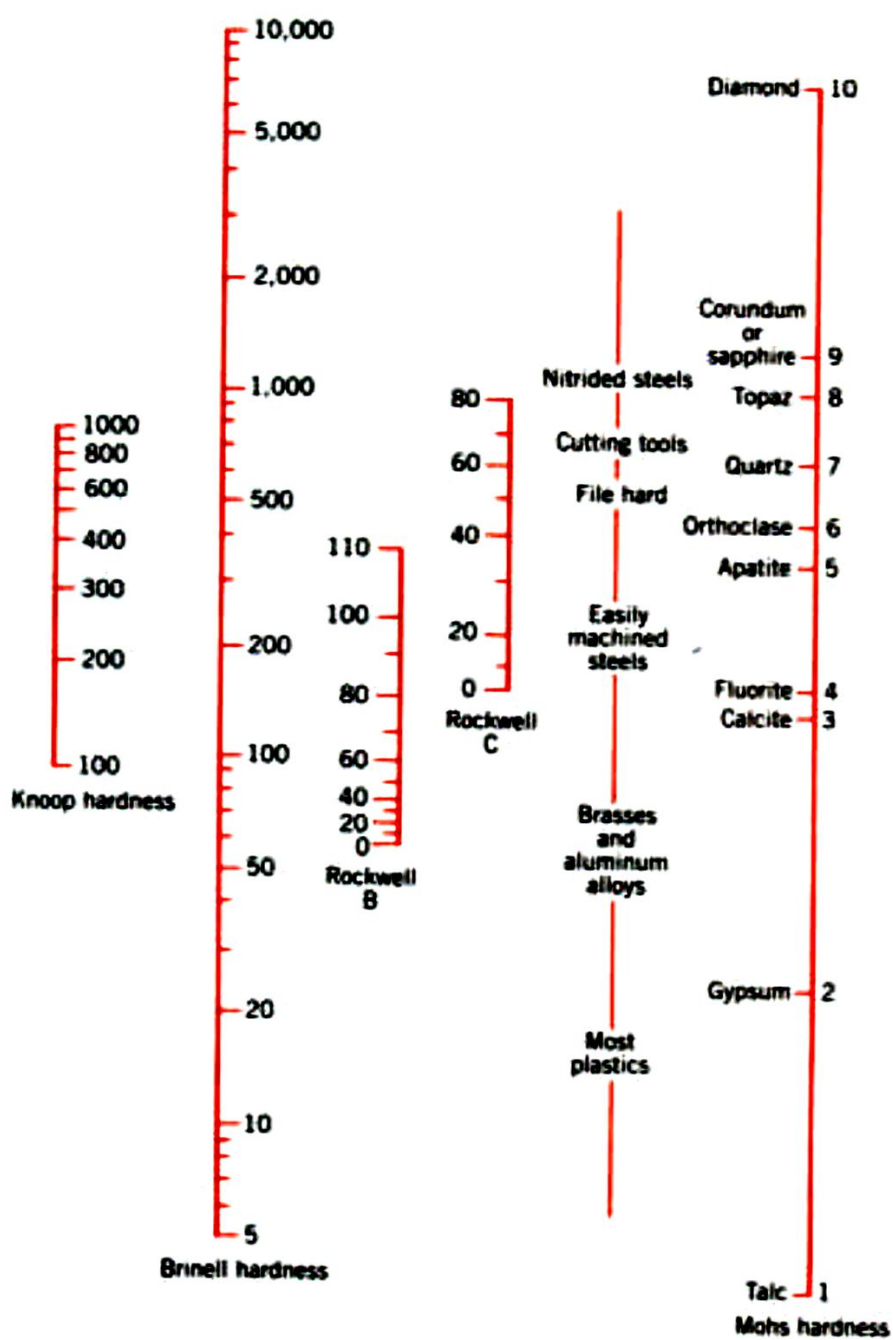
Breaking loads, housing [kN]

P_{0°	600
P_{55°	680
P_{90°	410
P_{120°	310
P_{150°	275
P_{180°	340
P_a	220



The limit for P_{0° applies only when the housing is not supported over its entire base area

ANEXO AJ. Comparación de varias escalas de dureza



PLANOS